Marin

Elemente

der

Maschinenlehre,

zunächst für

Ober-Real- und höhere Gewerbe-Schulen, so wie zum Selbst-Unterrichte.

Von

A. G. Marin,

o. ö. Professor der Mechanik und Maschinenlehre an der k. k. technischen Lehranstalt in Brünn.

Brünn 1856.

Verlag von Buschak & Irrgang,

Buchhändler der k. k. technischen Lehranstalt und Ober-Realschule.

Seiner Hochwürden

dem Herrn Herrn

Marian Wolfgang Koller,

Kapitular des Benediktinerstiftes Kremsmünster, Konsistorialrathe, Doctor der Philosophie, wirklichem Mitgliede der kaiserlichen Akademie der Wissenschaften, Ministerialrathe in dem k. k. Ministerium für Cultus und Unterricht, Mitgliede mehrerer gelehrten Gesellschaften und Vereine u. s. w.,

in tiefster Verehrung gewidmet

vom Verfasser.

Vorrede.

Bei der Bearbeitung des vorliegenden Buches, dessen Entstehung durch die Einführung der Maschinenlehre als ordentlichen Lehrgegenstand an den Ober-Realschulen hervorgerufen wurde, hat sich der Verfasser an diejenigen Bestimmungen gehalten, welche das hohe k. k. Ministerium für Cultus und Unterricht durch den Lehrplan für Realschulen in dieser Hinsicht als maßgebend anordnete. Nur die Lehren von der Festigkeit der Materialien, von den Widerständen der Bewegung und von der Berechnung der Wirkungen und Effecte der Kräfte, welche nach dem erwähnten Lehrplane für den Unterricht über Maschinenlehre schon aus der Physik als bekannt vorausgesetzt werden sollen, wurden dem vorgeschriebenen Lehrstoffe in einem besonderen Abschnitte vorangeschickt, weil dieselben in der Physik gewöhnlich zu kurz behandelt werden, als daß sie in diesem Umfange zum Behufe des Verständnisses der Maschinenlehre ausreichend wären. Sollten aber diese Theile der Mechanik an einigen Ober-Realschulen bereits bei dem Unterrichte über Physik im erforderlichen Maße berücksichtiget werden, so könnte dann der Unterricht über Maschinenlehre unmittelbar mit dem zweiten Abschnitte beginnen, der Inhalt des ersten aber entweder ganz übergangen, oder nur theilweise, je nach Bedürfniß, zur Wiederholung oder Ergänzung des darüber in der Physik Abgehandelten benützt werden.

Die Aufnahme der Figuren in den Text des Buches schien dem Verfasser sowohl rücksichtlich der Bequemlichkeit bei der Benützung desselben als Lehrbuch, als auch bezüglich der besseren Übersichtlichkeit des Lehrstoffes zweckmäßiger, als ihre Zusammenstellung in Tafeln.

Damit die fleißigeren Schüler, insbesondere aber die aus der Ober-Realschule unmittelbar ins practische Leben übertretenden in diesem Buche selbst noch Stoff zur weiteren Ausbildung in der Maschinenlehre finden, dieses daher auch als Vorbereitung zur Benützung größerer Werke über Maschinenlehre oder über einzelne Theile des Maschinenfaches dienen könne, versah der Verfasser dasselbe mit einer großen Zahl von Anmerkungen, welche behufs einer besseren Scheidung von dem eigentlichen Lehrstoffe mit einer kleineren Schrift gesetzt wurden. Auch sorgte derselbe für die Einübung des Lehrstoffes in hinreichendem Maße, indem er die Anwendung der Lehrsätze und Formeln durch hundert und ein und dreißig Beispiele erläuterte.

Um dem möglichen Vorwurfe zu begegnen, daß das vorliegende Lehrbuch mit Rücksicht auf die geringe Zahl von Lehrstunden, welche an den Ober-Realschulen für den Unterricht über Maschinenlehre festgesetzt sind, zu umfangreich sei, erlaubt sich der Verfasser anzuführen, daß die Figuren und Anmerkungen beinahe neun, die Beispiele aber fast vier Druckbögen einnehmen, sonach der eigentliche Lehrstoff sich in ungefähr siebzehn Druckbögen zusammengestellt befindet. Auch muß derselbe noch bemerken, daß manche Theile des Buches eine größere Ausdehnung erhielten, als dieses in anderen Lehrbüchern über Maschinenlehre der Fall ist, ohne daß dadurch der Lehrstoff vermehrt worden wäre, weil er bei der Bearbeitung desselben an dem Grundsatze festhielt, daß in Lehrbüchern für Realschulen vorzugsweise das Principielle mit der nöthigen Klarheit hervorgehoben, und der vorgeschriebene Lehrstoff überhaupt mit einer das Verständniß befördernden Ausführlichkeit behandelt werden solle.

Schließlich empfiehlt der Verfasser dieses Lehrbuch der nachsichtigen Beurtheilung der Fachmänner, denen die Schwierigkeiten, welche die Bearbeitung eines solchen darbietet, nicht unbekannt sein dürften.

Brünn, im April 1856.

Der Verfasser.

Elemente

der

Maschinenlehre.

Einleitung.

§. 1. Definition der Maschine. Diejenigen Vorrichtungen, die aus mehr oder weniger einzelnen Theilen zu dem Behufe künstlich zusammengesetzt sind, damit sie eine Kraft in sich aufnehmen und vermittelst ihres Organismus die Wirkungsfähigkeit derselben auf eine dem Zwecke entsprechende Weise nutzbringend machen, nennt man **Maschinen.**

Sie unterscheiden sich von den **Werkzeugen, Instrumenten** und **Apparaten** dadurch, daß letztere entweder aus einem einzigen, oder nur aus wenigen Theilen bestehen, deren Verbindung überdieß eine sehr einfache ist.

Im Allgemeinen nennt man Werkzeug, Instrument ein einfaches Geräth, mittelst dessen irgend eine Arbeit verrichtet wird; dasselbe erfordert daher die führende Hand neben dem denkenden Geiste des Arbeiters, während eine Maschine in Folge der Einwirkung einer Kraft die ihr entsprechende Arbeit selbstthätig verrichtet und nur zeitweise von Seite des Arbeiters beaufsichtiget zu werden braucht.

Übrigens ist eine scharfe Unterscheidung zwischen Maschinen, Apparaten, Instrumenten und Werkzeugen nicht nothwendig, oft auch unmöglich, und man richtet sich in dieser Beziehung nach dem Sprachgebrauche. So benennt z. B. der Sprachgebrauch diejenigen Werkzeuge, die entweder von besserer Qualität sind, oder zu einem edleren Zwecke benützt werden, als die Geräthe der gewöhnlichen Handwerker, Instrumente; so werden diejenigen Vorrichtungen, die complicirter als Werkzeuge und Instrumente sind, ohne daß sie in die Kathegorie der Maschinen gezählt werden können, Apparate genannt.

§. 2. Definition der Maschinenlehre. Soll aber eine Maschine zu einem bestimmten Zwecke mit Vortheil verwendet werden, so muß sie nicht nur solid und zweckentsprechend gebaut, sondern es muß auch die Wirkungsweise derselben, so wie ihre Leistungsfähigkeit bekannt sein; damit sie einerseits bei dem Gebrauche nicht allzuhäufigen Reparaturen unterliege, andererseits aber durch eine, dem Wesen derselben entsprechende Behandlung das beabsichtigte Resultat erzielt, durch sorgfältige Wartung ihre Abnützung nach Möglichkeit vermieden, und durch Kenntniß ihrer Leistungsfähigkeit das approximative Verhältniß zwischen den, in Geldwerth ausgedrückten, zu erwartenden Vortheilen und den Anschaffungskosten derselben bestimmt werden kann, da man sich dadurch im Vorhinein über den relativen Werth einer Maschine ins Klare zu setzen im Stande ist.

Den Inbegriff aller Lehren und Regeln, nach welchen eine Maschine sowohl in allen ihren Theilen, als auch im Ganzen solid und zweckentsprechend gebaut, dieselbe durch angemessene Behandlung und Wartung so lange als möglich in einem guten Zustande erhalten und ihre Leistung bestimmt werden kann, nennt man die **Maschinenlehre**.

Erster Abschnitt.

Allgemeine Lehren.

§. 3. Die Maschinenlehre stützt sich zunächst auf die Grundsätze und Lehren der Statik und Dynamik der festen und flüssigen Körper; außerdem aber noch auf die, in den nachfolgenden Kapiteln dieses Abschnittes behandelten Lehren von der Festigkeit der Materialien, von den Widerständen, die bei den in Bewegung befindlichen Körpern vorkommen, und von der Berechnung der Wirkungen und Effekte der Kräfte.

Erstes Kapitel.

Von der Festigkeit der Materialien.

§. 4. **Begriff der Festigkeit.** Werden feste Körper durch Kräfte in Anspruch genommen, welche die Cohäsion der materiellen Theilchen derselben zu überwinden haben, so verändern diese zunächst ihre Lage gegeneinander; es tritt demnach eine Formänderung ein. Wächst aber die Intensität dieser Kräfte über eine gewisse Grenze hinaus, so muß endlich bei stets zunehmender Formänderung die Trennung der Körpertheilchen erfolgen. Wären die Körper vollkommen elastisch, so müßten dieselben nach Hinwegnahme der die Formänderungen bedingenden Kräfte ihre ursprüngliche Form wieder erhalten; da jedoch alle Körper nur unvollkommen elastisch sind, so dürfen die Intensitäten der Kräfte, welche die Körper im obigen Sinne in Anspruch nehmen, nur bis zu einer gewissen, jedem Körper eigenthümlichen Grenze zunehmen, wenn die für vollkommen elastische Körper angegebene Wirkung nach Hinwegnahme dieser Kräfte eintreten soll.

Die Fähigkeit der Körper, die durch Kräfte bewirkte Formänderung derselben nach Beseitigung dieser Kräfte vollständig wieder aufzuheben, nennt man die **Elasticität**; den Widerstand hingegen, welchen die Körper der durch diese Kräfte zu bewirkenden Trennung ihrer Theilchen entgegensetzen, die **Festigkeit** derselben.

Die größte Kraft, mit welcher ein Körper in Anspruch genommen werden darf, ohne daß die, durch dieselbe erzeugte Formänderung eine bleibende wird, gibt **die Elasticitätsgrenze**, hingegen die kleinste Kraft, bei welcher die Trennung der Theilchen erfolgt, das **Maß der Festigkeit** desselben an.

Es ist von besonderer Wichtigkeit, daß die zum Baue von Maschinen, Gebäuden u. s. w. verwendeten Stoffe nicht bis zur Elasticitätsgrenze belastet werden und es ist die Aufgabe der angewandten Mechanik, die Regeln aufzustellen, nach welchen in der Praxis die Querschnittsdimensionen der einzelnen Theile eines Baues bestimmt werden sollen, damit dieselben ohne einen unnützen Aufwand an Materiale die entsprechende, Sicherheit gewährende Stärke erhalten.

Nach der Art und Weise der Einwirkung der Kräfte auf die Körper rücksichtlich ihrer Festigkeit, theilt man dieselbe in die **absolute**, die **relative**, die **rückwirkende** und die **Torsions-Festigkeit** ein.

1. Von der absoluten Festigkeit.

§. 5. Bestimmung der absoluten Festigkeit. Diejenige Kraft, mit welcher ein Körper dem, in seiner Achsenrichtung bis zum Zerreißen wirkenden Zuge widersteht, nennt man die **absolute Festigkeit** des Körpers. Der Erfahrung zu Folge steht in diesem Falle unter übrigens gleichen Umständen die absolute Festigkeit eines Körpers in einem geraden Verhältnisse zu seinem, auf die Achsenrichtung normalen Querschnitte, so daß, wenn P und P' die absoluten Festigkeiten zweier stabförmigen Körper von demselben Materiale für die respectiven Querschnitte f und f' bezeichnen, dem eben Angeführten gemäß sich $P : P' = f : f'$ verhalten muß, woraus $P = \frac{P'}{f'} f$ folgt. Setzt man diesen Quotienten $\frac{P'}{f'} = m$, so wird

$$P = m f \ldots (1)$$

und es zeigt die Verhältnißzahl m die Intensität der Kraft an, mit welcher ein stabförmiger Körper von einem Querschnitte gleich der Flächeneinheit bis zum Zerreißen in Anspruch genommen wird. Diese Intensität der Kraft in Pfunden ausgedrückt und auf einen Quadrat-Zoll Querschnittsfläche bezogen, gibt das **Maß der absoluten Festigkeit** des Materiales an, und man nennt unter dieser Voraussetzung die Zahl m den **Coefficienten der absoluten Festigkeit**, welcher für die verschiedenen Materialien durch Versuche bestimmt werden muß.

In der Anwendung darf man jedoch, wenn es sich nicht um das Zerreißen eines Körpers handelt, jeden Quadrat-Zoll der Querschnittsfläche desselben nur so stark belasten, daß der Körper diese Last mit Sicherheit zu tragen vermag; daher bei der Berechnung der Belastungen bei gegebenem Querschnitte, oder der Querschnitte bei gegebenen Belastungen der Coefficient m mit einem echten Bruche multiplicirt werden muß, welchen wir den **Sicherheitscoefficienten** nennen wollen, und der für die verschiedenen Materialien, je nach dem Grade der Sicherheit, welcher verlangt wird, oder den Umständen gemäß nothwendig ist, zu $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{10}$ angenommen wird.

§. 6. Größe der Ausdehnung. Die Erfahrung lehrt, daß die Ausdehnungen innerhalb der Elasticitätsgrenze ziemlich genau den Kräften proportional sind, welche sie hervorbringen, daß jedoch diese Verhältnißmäßigkeit bei Ausdehnungen über die Elasticitätsgrenze hinaus aufhört, und die-

selben dann viel bedeutender zunehmen, als die Kräfte, durch deren Einwirkung sie entstehen.

Bezeichnet man daher mit p die Intensität der Kraft, durch welche jeder Quadratzoll der Querschnittsfläche eines stabförmigen Körpers von der Länge l im obigen Sinne in Anspruch genommen wird, mit λ die durch diese Kraft bewirkte Ausdehnung und mit **M** eine, sich auf die Elasticität des Materiales, aus welchem der Körper besteht, beziehende Zahl, so findet man:

$$\lambda = \frac{pl}{M} \quad . \; . \; . \; (2)$$

Nimmt man an, daß die durch eine Kraft hervorgebrachte Ausdehnung λ gleich 1 sein könnte, so müßte in diesem Falle $p = M$ sein, wodurch die Bedeutung der Größe **M** gegeben ist; es ist nämlich diejenige in Pfunden ausgedrückte Kraft, für welche ein Körper von ein Quadratzoll Querschnittsfläche um seine eigene Länge ausgedehnt werden müßte. Man nennt diese hypothetische Größe **M** den **Modul der Elasticität**. Derselbe ist für verschiedene Stoffe auch verschieden, und muß für jeden durch Versuche ermittelt werden. Der Quotient $\frac{\lambda}{l} = \frac{p}{M}$ gibt die Ausdehnung bei Belastungen innerhalb der Elasticitätsgrenze ausgedrückt durch einen aliquoten Theil der Länge.

§. 7. Coefficienten der absoluten Festigkeit. Vermittelst der Formeln 1 und 2 ist man nun im Stande, die Belastung eines Körpers für jeden beliebigen Grad der Sicherheit oder seine Längen-Ausdehnung für eine innerhalb der Elasticitätsgrenze liegende Belastung zu bestimmen, wenn man für **m** und **M** die einem Materiale entsprechenden Werthe aus der nachfolgenden Tabelle entnimmt.

Tabelle.

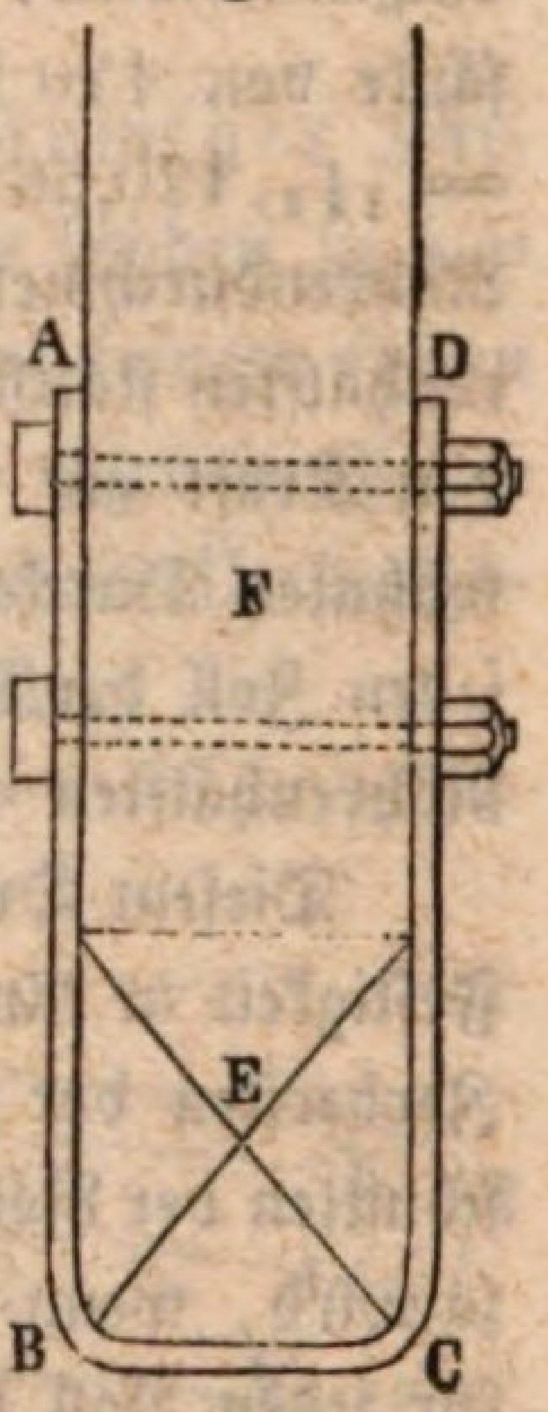
Bezeichnung der Körper	Coefficienten der absoluten Festigkeit m	Modul der Elasticität M	Ausdehnung bei der Elasticitätsgrenze
(Roth) Buchenholz	9900— 16000	1240000— 1360000	$\frac{1}{570}$
Eichenholz	7400— 18000	1280000— 1480000	$\frac{1}{600}$
Eschenholz	12000— 17000	1220000— 1400000	$\frac{1}{885}$
Fichtenholz	8600— 12000	1600000— 2000000	$\frac{1}{500}$
Kieferholz	12000— 17000	1500000— 1700000	$\frac{1}{470}$
Lärchenholz	7000— 9000	930000— 1280000	$\frac{1}{620}$
(Weiß) Tannenholz	9900— 13000	1250000— 1850000	$\frac{1}{850}$
Schmiedeisen	31000— 60000	20000000—25000000	$\frac{1}{1520}$
Eisenblech	43400— 50800	22000000—25800000	—
Gußeisen	12400— 20000	11270000—16000000	$\frac{1}{1400}$ — $\frac{1}{1200}$
Stahl	44600—123900	21400000—26000000	$\frac{1}{835}$
Kupfer	25000— 34000	16230000	$\frac{1}{4000}$
Leder (Roß- u. Kuh-)	2700— 3400	5900— 9270	—
Hanfseile (trocken)	6000— 7500	— —	—

Die Erfahrung hat gelehrt, daß die permanenten Kräfte, denen man prismatische und cylindrische Körper aussetzen kann, bei Holz, Stein und Mörtel $\frac{1}{10}$, bei Metallen $\frac{1}{6}$ der Bruchbelastung nicht überschreiten sollen.

§. 8. Beispiele. 1. Mit welchem Gewichte kann eine Hängsäule aus Fichtenholz von 10 Zoll Breite und 9 Zoll Dicke permanent belastet werden? — Da der Querschnitt derselben $= 10.9 = 90$ Quadratzolle ist und der Coefficient der absoluten Festigkeit dieses Materiales zu 12000 Pfde angenommen werden kann, so soll die Belastung dieser Säule unter Voraussetzung 10facher Sicherheit nur: $P = \frac{1}{10}.12000.90 = 108000$ Pfde betragen.

2. Welchen Querschnitt soll eine schmiedeiserne Tragschiene ABCD, welche den an seinem Ende E mit 200 Zentnern belasteten Durchzug E mit der Hängesäule F verbindet, unter der Voraussetzung einer permanenten Belastung erhalten? — Da sich diese Belastung auf die beiden Enden A B und C D der Schiene gleichmäßig vertheilt, so wird jedes Stück derselben mit 100 Zentnern in Anspruch genommen. Nimmt man den Coeffizienten der absoluten Festigkeit dieser Schiene zu 50000 Pfunde, und den Sicherheitscoeffizienten zu $\frac{1}{6}$ an, so wird wegen $10000 = \frac{1}{6}.50000.f$, $f = 1{\cdot}2$ Quadratzolle sein müssen. Wird nun das Verhältniß der Dicke δ der Schiene zu ihrer Breite b zu $\frac{1}{10}$ angenommen, so hat man, wegen $f = b\,\delta = \frac{1}{10}\,b^2$, und $\frac{1}{10}\,b^2 = 1{\cdot}2$, $b = 3{\cdot}46$ und $\delta = 0{\cdot}346$ Zolle zu nehmen.

Fig. 1.



3. Welcher Durchmesser muß einem Hanfseile gegeben werden, wenn dasselbe durch eine Zugkraft von 1600 Pfden in Anspruch genommen werden soll? — Nimmt man im Mittel $m = 6500$ Pfde und den Sicherheitscoefficienten $= \frac{1}{5}$ an, so ist:

$$1600 = \frac{1}{5}.6500.\frac{1}{4}.3{\cdot}142.d^2$$

und daraus $d = 1{\cdot}25$ Zolle.

4. Um welche Größe wird sich eine schmiedeiserne Stange von 10 Schuh Länge ausdehnen, wenn sie durch eine Kraft von 12000 Pfunden auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen wird? — Da im Mittel $m = 50000$ Pfunde, so wird der Querschnitt derselben, unter Voraussetzung 6facher Sicherheit, wegen $12000 = \frac{1}{6}.50000.f$, $f = 1{\cdot}44$ Quadratzolle sein müssen. Nimmt man nun $M = 23000000$ Pfunde an, so wird, da $\frac{12000}{1{\cdot}44} = 8333{\cdot}33$ Pfunde die Belastung per einen Quadratzoll der Querschnittsfläche ist, die Ausdehnung $\lambda = \frac{8333{\cdot}33.10}{23000000} = 0{\cdot}00362$ Schuhe $= 0{\cdot}0434$ Zolle, also ungefähr den 2762 Theil von der Länge der Stange betragen.

5. Welchen Querschnitt muß ein schmiedeeisernes Schachtgestänge von 100 Klaftern Länge erhalten, wenn dasselbe mit einer Kraft von 600 Zentnern auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen wird? -- Wird $m = 50000$ Pfunde und der Sicherheitscoefficient zu $\frac{1}{6}$ angenommen, so wird ohne Rücksicht auf das eigene Gewicht des Gestänges: $60000 = \frac{1}{6}.50000.f$, und daraus $f = 7{\cdot}2$ Quadratzolle. Zieht man aber das eigene Gewicht des Gestänges in Rechnung und nimmt an, daß dasselbe in seiner ganzen Länge von einerlei Querschnitt ist, so muß, da das Gewicht $G = 6.100.\frac{f}{144}.7{\cdot}8.56{\cdot}4 = 1833.f$, als Mehrbelastung zu betrachten ist, $60000 + 1833.f = \frac{1}{6}.50000.f$ sein, woraus $f = 9{\cdot}23$ Quadratzolle, also der Querschnitt um $2{\cdot}03$ Quadratzolle stärker gefunden wird, als sich derselbe ohne Berücksichtigung des Eigengewichtes ergeben hat.

6. Welche Wanddicke muß einer cylindrischen Röhre aus Gußeisen von 8 Zoll lichtem Durchmesser gegeben werden, wenn dieselbe als Theil einer horizontalen Wasserleitung den Druck einer 120 Fuß hohen Wassersäule mit der nöthigen Sicherheit aushalten soll? — Da die Röhren, welche durch einen von Innen nach Außen wirkenden Druck auf das Zersprengen in Anspruch genommen werden, in ihrer Längenrichtung leichter zerbersten, als in ihrer Querrichtung, und unter allen Längenrissen, die möglicherweise bei einer Röhre eintreten können, die in der Richtung eines Durchmessers derselben gehenden am leichtesten entstehen, weil der Querschnitt der Rißfläche für diese letzteren am kleinsten ist, so ist es einleuchtend, daß bei der Berechnung der Wanddicke einer Röhre nur die diametralen Längenrisse zu berücksichtigen sind. Nun ist der von Innen nach Außen wirkende Druck, welcher bei der in Frage stehenden Röhre durch eine Wassersäule von 120 Fuß gemessen wird, für jeden Quadratzoll der inneren Röhrenfläche $= \frac{1}{144} . 120 . 56 \cdot 5 = 47 \cdot 08$ Pfunde. Da aber der in normaler Richtung gegen den Röhrendurchmesser, in welchem das Zerbersten vor sich geht, auf jede der beiden Röhrenhälften stattfindende Druck gleich ist dem Drucke der von Innen nach Außen wirkenden Kraft auf die Projection der halben inneren Röhrenfläche auf die durch den erwähnten Durchmesser und die geometrische Achse der Röhre gelegte Ebene, so wird für jeden Zoll der Röhrenlänge der in der angedeuteten Richtung wirkende Druck auf beide Röhrenhälften $= 2 . 8 . 47 \cdot 08 = 753 \cdot 28$ Pfunde betragen.

Diesem Drucke, welcher das Materiale der Röhre in der Rißfläche auf absolute Festigkeit in Anspruch nimmt, wirkt die Cohäsion desselben entgegen. Da aber das Zerbersten der Röhre zugleich in zwei sich diametral gegenüberliegenden Längenquerschnitten der Röhrenwandung vor sich geht, (welche Annahme nur eine hypothetische ist), so wird, wenn man mit δ die Wanddicke der Röhre in Zollen bezeichnet, die Rißfläche für jeden Zoll der Röhrenlänge $2\,\delta$ Quadratzolle betragen. Setzt man nun den Coefficienten der absoluten Festigkeit für Gußeisen = 16000 Pfunde und den Sicherheitscoefficienten $= \frac{1}{4}$, so ist die Kraft, durch welche jeder Zoll der Rißfläche auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen wird $= 2 . \frac{1}{4} . 16000 . \delta$ Pfunde, und weil diese Kraft für die fragliche Röhre $= 753 \cdot 28$ Pfunde gefunden wurde, so muß: $2 . \frac{1}{4} . 16000 . \delta = 753 \cdot 28$, also $\delta = 0 \cdot 094$ Zolle sein.

Da aber jede Röhre zu ihrer eigenen Stabilität (weil sie wegen ihres eigenen Gewichtes bereits einen Druck auszuhalten hat) schon eine gewisse Wandstärke haben muß so hat man zu der im Wege der vorstehenden Rechnung gefundenen Stärke von 0·094 Zollen noch eine Größe Δ hinzuzufügen, um die allen Umständen entsprechende Wandstärke zu erhalten. Der Erfahrung zu Folge ist diese additionelle Stärke Δ für Gußeisen = 0·32 Zolle, so daß sich demnach für die Wandstärke dieser Röhre die Größe $\delta = 0 \cdot 32 + 0 \cdot 094$, d. i. $\delta = 0 \cdot 414$ Zolle ergibt.

Anmerkung. 1. Bezeichnet man mit n den in Atmosphären (jede einer 32·5 Fuß hohen Wasser- oder 28·8 Zoll hohen Quecksilbersäule, oder endlich einem Drucke von 12·75 Pfunden auf einen Quadratzoll entsprechend) ausgedrückten Druck von Innen nach Außen, welchem die Röhren mit dem nöthigen Grade der Sicherheit zu widerstehen haben, mit d den inneren Durchmesser derselben und mit δ die entsprechende Wanddicke in Zollen, so kann man sich zur Bestimmung der Wanddicke der Röhren folgender Formeln bedienen:

Für gußeiserne Röhren . . . : $\delta = 0 \cdot 32 + 0 \cdot 00238 . n . d$
Für Röhren aus Eisenblech . . : $\delta = 0 \cdot 11 + 0 \cdot 00086 . n . d$
Für kupferne Röhren . . . . . : $\delta = 0 \cdot 15 + 0 \cdot 00148 . n . d$

Für Röhren aus Blei . . . . . : $\delta = 0{\cdot}19 + 0{\cdot}00242.\,n.\,d$

Für hölzerne Röhren . . . . . : $\delta = 1{\cdot}02 + 0{\cdot}03230.\,n.\,d.$

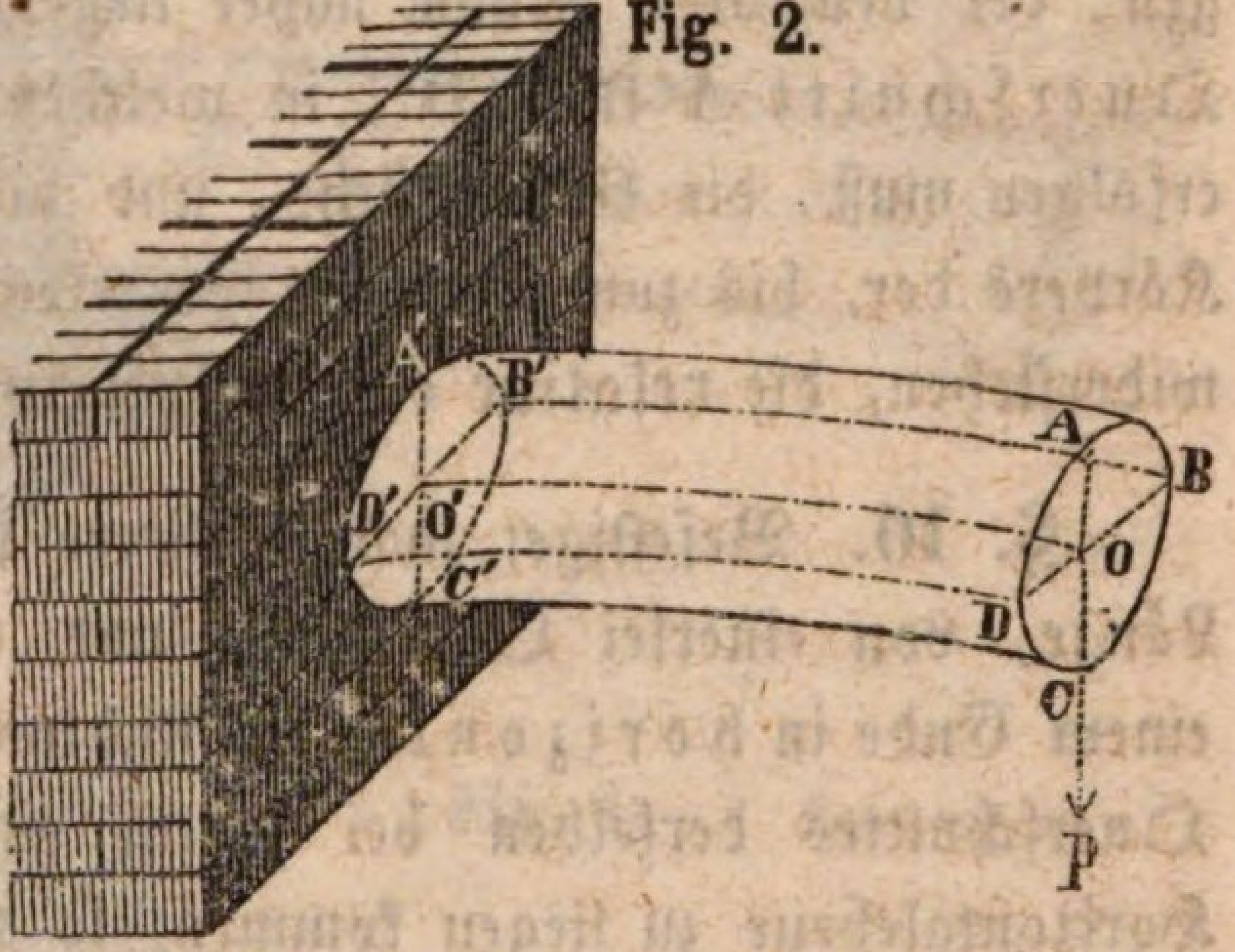
Anmerkung 2. Für die in Frage stehende Röhre wird, wegen $n = \frac{47{\cdot}08}{12{\cdot}75} = 3{\cdot}692$ Atmosphären nach der für gußeiserne Röhren angegebenen Formel: $\delta = 0{\cdot}32 + 0{\cdot}00238.3{\cdot}692.8 = 0{\cdot}390$ Zolle, mithin die sich ergebende Wandstärke etwas kleiner, als die oben gefundene.

Anmerkung 3. Wasser- und Gasleitungsröhren werden auf 10 Atmosphären Druck probirt, daher in den angeführten Formeln $n = 10$ gesetzt werden muß, wenn man practisch brauchbare Metalldicken für solche Röhren erhalten will.

2. Von der relativen Festigkeit.

§. 9. Begriff der relativen Festigkeit. Wird ein stabförmiger Körper A A′ C′ C von beliebigem Querschnitte an einem seiner beiden Enden in horizontaler Lage befestiget, z. B. eingemauert, und wirkt an seinem freien Ende A auf ihn eine Kraft P in lothrechter Richtung ein, so wird in Folge der Einwirkung dieser Kraft der Körper gebogen, so daß die obere Umfangsfläche desselben eine convexe, die untere hingegen eine concave Krümmung annimmt. Denkt man sich diesen in O′ befestigten Körper aus, der Länge nach nebeneinander liegenden Fasern zusammengesetzt, so werden die, durch die obere Umfangsfläche begränzten im Zustande der Biegung ausgedehnt, hingegen die im unteren Theile des Körpers gelegenen zusammengedrückt, während die in der Fläche D D′ B B liegenden weder ausgedehnt, noch zusammengedrückt werden. Diese eben genannte Fläche, welche die beiden Theile des Körpers von einander trennt, nennt man die **neutrale Fläche**; die Achsenlinie O O′ dieser Fläche hingegen, welche bei jedem Körper durch die Schwerpunkte der einzelnen Querschnitte geht, die **neutrale Achse**.

Fig. 2.



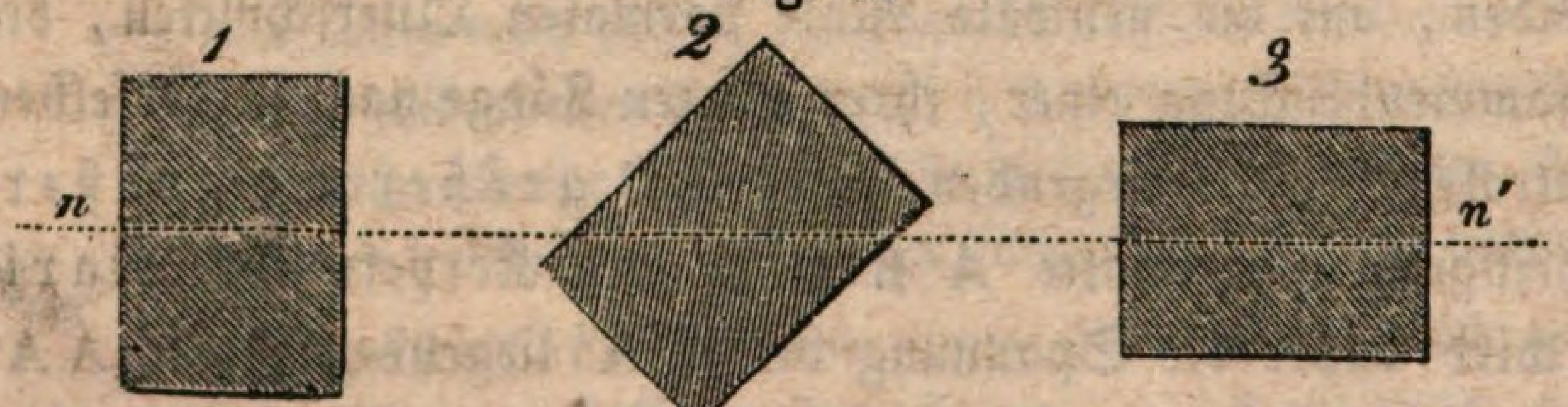
Es ist leicht einzusehen, daß die von der neutralen Fläche entfernter liegenden Fasern progressive mehr ausgedehnt oder zusammengedrückt werden, als die ihr näher liegenden; daher die Fasern A A′ und C C′, welche am weitesten von der neutralen Fläche entfernt sind, auch am stärksten und zwar erstere auf Ausdehnung, letztere auf Zusammendrückung von der Kraft in Anspruch genommen werden. Auch wird in den, von dem Angriffspunkte O der Kraft weiter abstehenden, auf die neutrale Achse normalen Querschnitten, die Spannung oder Zusammendrückung einer, ihrer ganzen Länge nach in derselben Distanz von der neutralen Fläche liegenden Faser stets größer und größer, bis dieselbe am Befestigungsquerschnitte A′ B′ C′ D′ des Körpers ihr Maximum erreicht. Es wird daher die Spannung der in A′ liegenden Faser A A′ am größten sein, weil einerseits der Querschnitt A′ B′ C′ D′, in welchem der

Punkt A′ liegt, am weitesten von dem Angriffspunkte der biegenden Kraft entfernt ist, andererseits aber diese Faser unter allen anderen am weitesten in vertikaler Richtung von der neutralen Fläche absteht. Dasselbe gilt von der Faser CC′ rücksichtlich der Zusammendrückung, und es erfolgt diese unter übrigens gleichen Umständen in demselben Verhältnisse, in welchem die Ausdehnung Statt gefunden hat.

Denkt man sich die biegende Kraft als hinlänglich groß, um den Bruch herbeizuführen, so muß dem Obigen gemäß unter Voraussetzung eines homogenen Materiales der Bruch im Querschnitte A′B′C′D′ erfolgen, indem in Folge der ungleichen Ausdehnung und Zusammendrückung der verschiedenen, in einem Querschnitte liegenden Fasern zuerst die zu oberst und unterst liegenden, also die Fasern AA′ und CC′ bei A′ und C′ und zwar erstere zerrissen, letztere durch Zusammendrückung zerknickt wird und hierauf erst, da der Körper nun einen, um den Querschnitt dieser Fasern kleineren Querschnitt erhält, in Folge der eintretenden größeren Biegung das Zerreißen und Zerknicken der übrigen, der neutralen Fläche näher liegenden Fasern erfolgt. Man nennt diesen Querschnitt A′B′C′D′, in welchem bei homogenem Materiale der Bruch erfolgen muß, die **Bruchfläche**, und die Kraft, mit welcher die Fasern eines Körpers der, bis zum Bruche fortgesetzten Ausdehnung und Zusammendrückung widerstehen, die **relative** oder **respective Festigkeit** desselben.

§. 10. Befestiget man mehrere prismatische Körper von gleicher Länge, von einerlei Querschnitt und aus demselben Materiale bestehend, an einem Ende in horizontaler Richtung, jedoch so, daß die Umfangslinien des Querschnittes derselben bei jedem einzelnen in eine andere Lage gegen die Horizontalebene zu liegen kommen, so werden diese Körper, obgleich sie gleich viel Materiale enthalten, dennoch eine verschiedene relative Festigkeit besitzen. Denn, da dem Obigen gemäß, alle Fasern eines Körpers, die näher an der neutralen Fläche liegen, weniger zu tragen vermögen, als die von derselben weiter entfernten, so ist es einleuchtend, daß diese Körper für diejenigen Lagen des gemeinschaftlichen Querschnittes, bei welchen mehr Fasern in der Nähe der neutralen Fläche angehäuft sind, rücksichtlich der respectiven Festigkeit schwächer sein werden, als für diejenigen, bei welchen mehr Materiale in größerer Entfernung von der neutralen Fläche vertheilt ist. Aus diesem Grunde wird z. B. unter Voraussetzung eines rechteckigen Querschnittes und der, in der nebenstehenden Figur 3 durch 1, 2 und 3 angedeuteten drei verschiedenen Lagen des Körpers,

Fig. 3.



bei welchen nn′ die neutrale Fläche anzeigt, offenbar derselbe bei der Lage 1 eine größere respective Festigkeit gewähren, als bei

der durch 2 angezeigten, und wieder seine Festigkeit für die, durch 3 bezeichnete Lage geringer sein, als wenn er in der, durch 2 angedeuteten sich befinden würde.

§. 11. Größe der relativen Festigkeit. Der Körper an einem Ende befestiget. Nimmt man beispielsweise einen Körper A A′ C′ C (Fig. 4) von der Länge l und von rechteckigem Querschnitte von der Breite A′ B′ = b und der, gegen die Horizontalebene normalen Höhe A′ D′ = h, theilt denselben durch vertikale Ebenen in n sehr dünne Schichten von der Breite Δb und bezeichnet die Größe der, durch eine, im Punkte O des Körpers lothrecht wirkende Kraft P hervorgebrachten Ausdehnung A′ A″ (Fig. 5) der obersten Fasern einer solchen Schichte an der Bruchfläche des Körpers mit Δl, und mit p den Widerstand auf einen Quadratzoll bezogen, welchen dieselben der biegenden Kraft entgegensetzen; ebenso mit $\Delta l'$ die Ausdehnung t′ t″ der, in der Entfernung x von der neutralen Fläche O O′ liegenden Fasern dieser Schichte und mit p′ den Widerstand derselben unter gleicher Voraussetzung, so muß, da der Erfahrung zur Folge für Ausdehnungen innerhalb der Elasticitätsgrenze diese Widerstände den Spannungen und diese den Ausdehnungen der Fasern proportional sind: $p : p' = \Delta l : \Delta l'$ und $p' = p \dfrac{\Delta l'}{\Delta l}$ sein.

Fig. 4.

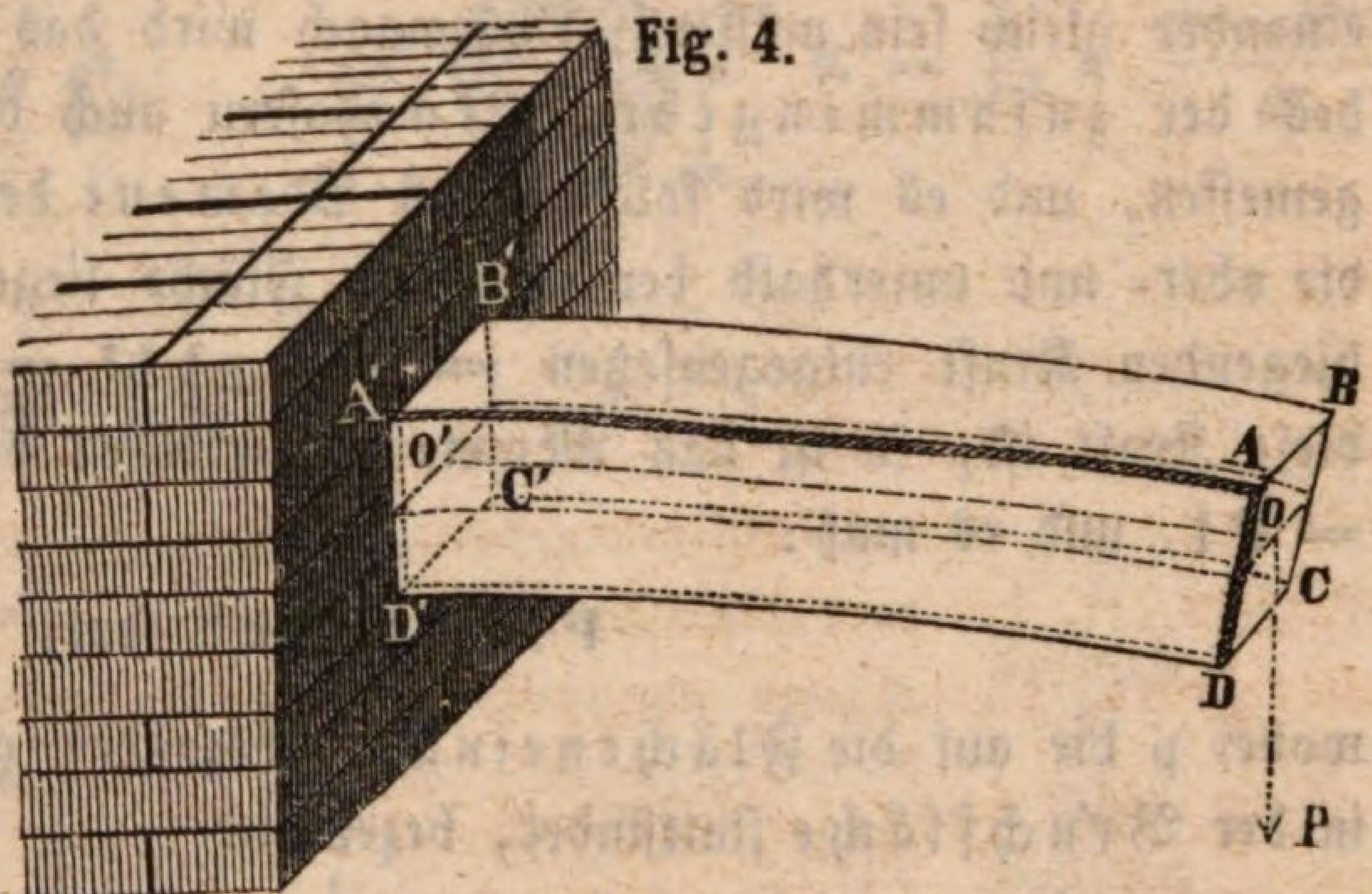
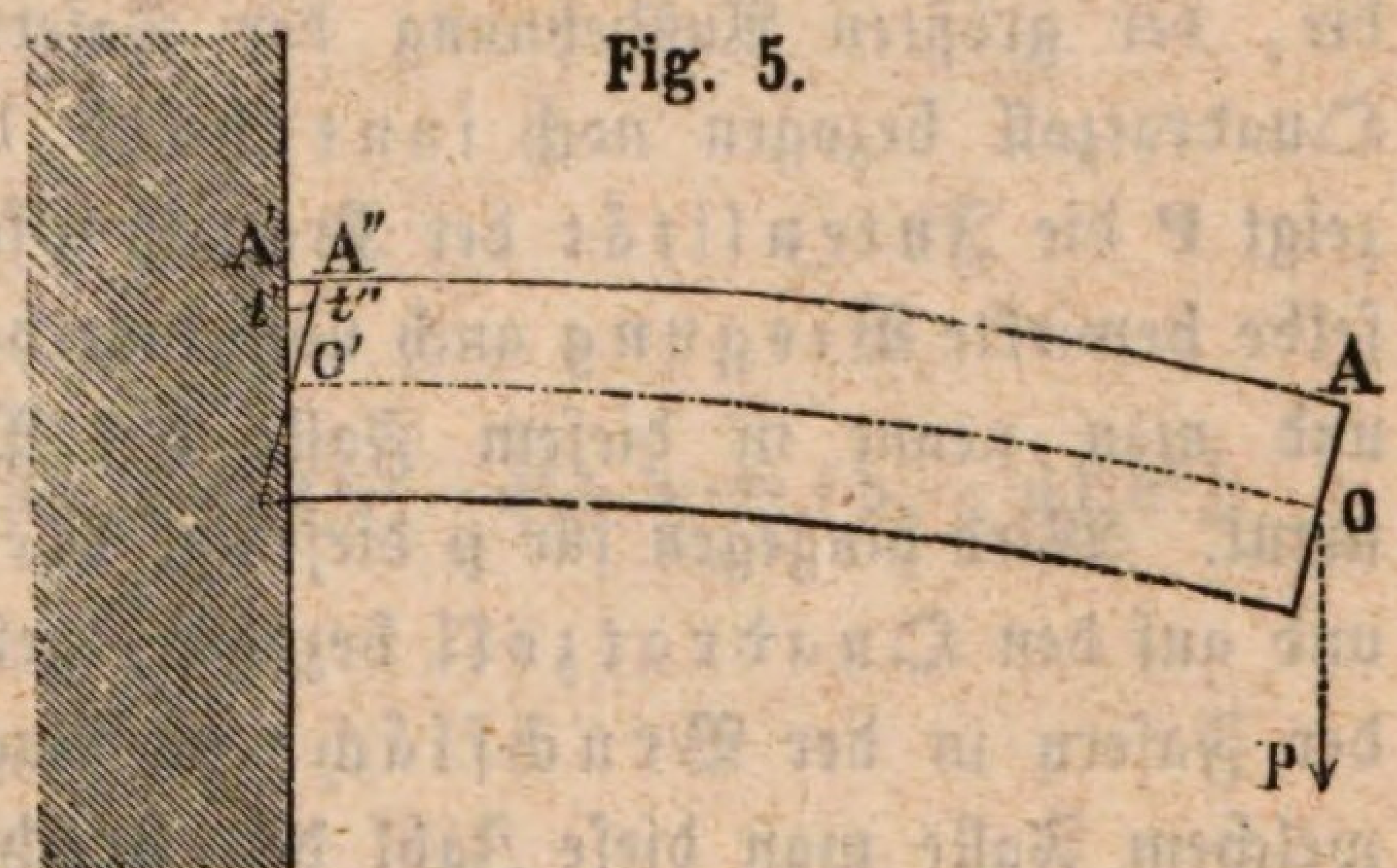


Fig. 5.



Nun ist der Widerstand, welchen die in der Entfernung x liegende Faserschichte von der sehr geringen Dicke Δx und der sehr kleinen Breite Δb der Ausdehnung entgegensetzt, wenn man diesen mit q bezeichnet, $q = p \dfrac{\Delta l'}{\Delta l} \Delta b . \Delta x$, folglich der Widerstand der sämmtlichen von O′ bis A′ liegenden Faserschichten, deren respektive Ausdehnungen wir mit $\Delta l'_1, \Delta l'_2, \Delta l'_3, \ldots\ldots$ bezeichnen wollen: $\Sigma[q] = p \dfrac{\Delta b}{\Delta l} \Delta x \, [\Delta l'_1 + \Delta l'_2 + \Delta l'_3 + \Delta l'_4 + \ldots]$. Da aber das Produkt $\Delta x \, [\Delta l'_1 + \Delta l'_2 + \Delta l'_3 + \ldots]$ die Fläche des Dreieckes A′ O′ A″ $= \frac{1}{2} . A'A'' . A'O' = \frac{1}{2} \Delta l . h$ gibt, so wird $\Sigma[q] = \frac{1}{2}\, p\, h\, \Delta b$. Diesen Widerstand kann man sich im Schwerpunkte

des Dreieckes $A' O' A''$ wirkend denken, und es wird sonach das statische Moment dieses Widerstandes bezogen auf die neutrale Fläche $= \Sigma [q] . \frac{1}{3} h = \frac{1}{12} p h^2 \Delta b$ sein. Da wir aber den prismatischen Körper in n Vertikalschichten von der Breite Δb zerlegt haben, so wird das Totalmoment des Widerstandes aller, in dem, oberhalb der neutralen Fläche liegenden Theile des Querschnittes sich befindenden Fasern $= n \frac{1}{12} p h^2 \Delta b$ oder wegen $n \Delta b = b$ auch $= \frac{1}{12} p b h^2$ sein.

Die unterhalb der neutralen Fläche liegenden Fasern werden aber in demselben Verhältnisse zusammengedrückt, in welchem die oberhalb liegenden ausgedehnt wurden, so daß demnach der Widerstand, welchen dieselben dem Zerknicken entgegensetzen, jenem der ausgedehnten, also auch ihre Momente einander gleich sein müssen. Diesemnach wird das Moment des Widerstandes der zusammengedrückten Fasern auch durch den Ausdruck $\frac{1}{12} p b h^2$ gemessen, und es wird folglich das Moment der Widerstände, welche die ober- und unterhalb der neutralen Fläche liegenden Fasern zusammen der biegenden Kraft entgegensetzen $= 2 . \frac{1}{12} p b h^2 = \frac{1}{6} p b h^2$ sein. Da nun P diese Kraft ist, so ist das Moment derselben bezüglich der Bruchfläche $= P l$, und es muß:

$$P l = \frac{1}{6} p b h^2 \text{ sein,}$$

wobei p die auf die Flächeneinheit bezogene größte Spannung, welche in der Bruchfläche stattfindet, bezeichnet.

Setzt man in dieser Gleichung statt p die Anzahl Pfunde, für welche die, der größten Ausdehnung der Fasern entsprechende Spannung auf den Quadratzoll bezogen noch innerhalb der Elasticitätsgrenze liegt, so zeigt P die Intensität der Kraft in Pfunden an, für welche die, durch dieselbe bewirkte Biegung auch noch innerhalb der Elasticitätsgrenze sich befindet, und man nennt in diesem Falle das Produkt $P l$ das **Elasticitäts-Moment.** Wird hingegen für p diejenige kleinste Zahl in Pfunden ausgedrückt und auf den Quadratzoll bezogen, gesetzt, welche die größte Spannung der Fasern in der Bruchfläche im Augenblicke des Bruches anzeigt — in welchem Falle man diese Zahl den **Brechungscoefficienten** nennt, — so bezeichnet P die Intensität der Kraft in Pfunden, durch welche der Körper bis zum Bruche auf relative Festigkeit in Anspruch genommen wird, und man nennt das Produkt $P l$ unter dieser Voraussetzung das **Brechungs-Moment.**

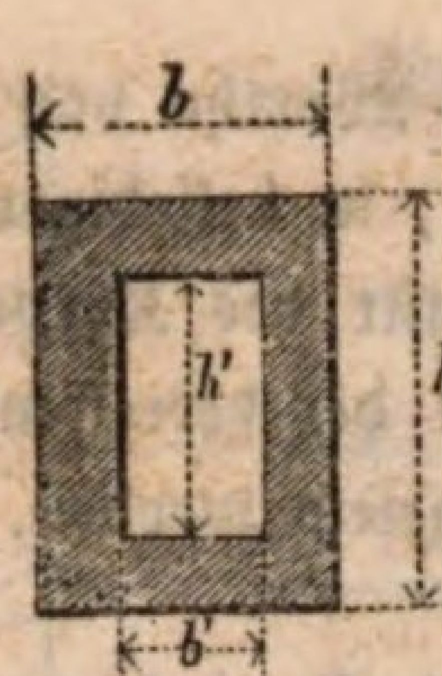
§. 12. Querschnittsformen. Bezeichnet man den, von den Querschnittsdimensionen des Körpers abhängigen Ausdruck $\frac{1}{6} b h^2$ der obigen Gleichung mit E, so wird demgemäß

$$P l = p E \ldots (1)$$

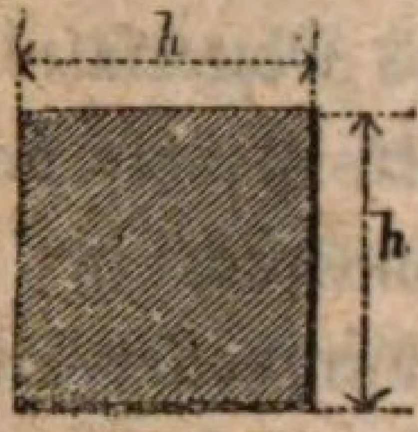
sein. — Die Werthe dieses Ausdruckes E für einige wichtigere Querschnittsformen sind im Nachfolgenden angegeben.

1) 

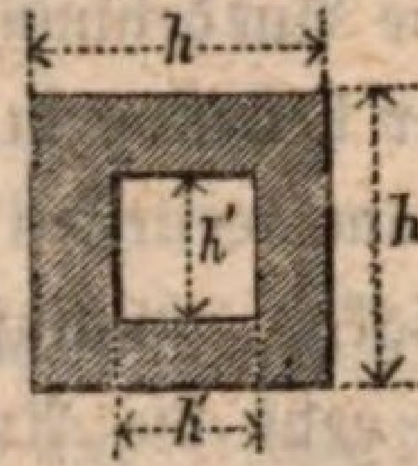
$$E = \tfrac{1}{6}\, b\, h^2.$$

2) 

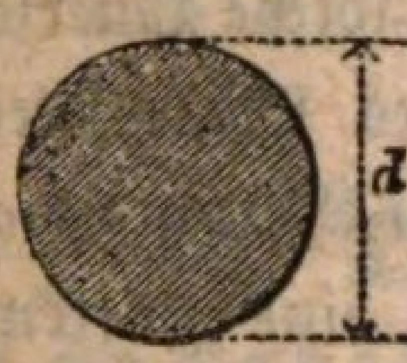
$$E = \tfrac{1}{6}\, \frac{b\, h^3 - b'\, h'^3}{h}.$$

3) 

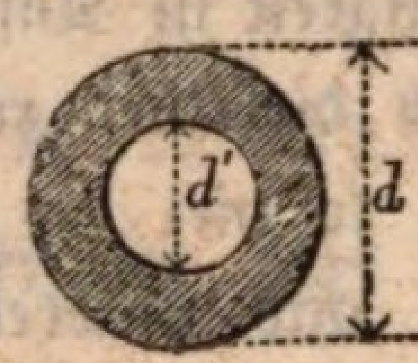
$$E = \tfrac{1}{6}\, h^3.$$

4) 

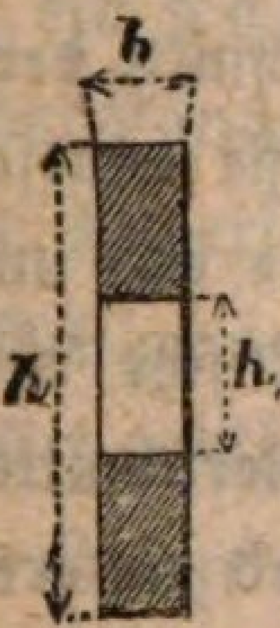
$$E = \tfrac{1}{6}\, \frac{h^4 - h'^4}{h}.$$

5) 

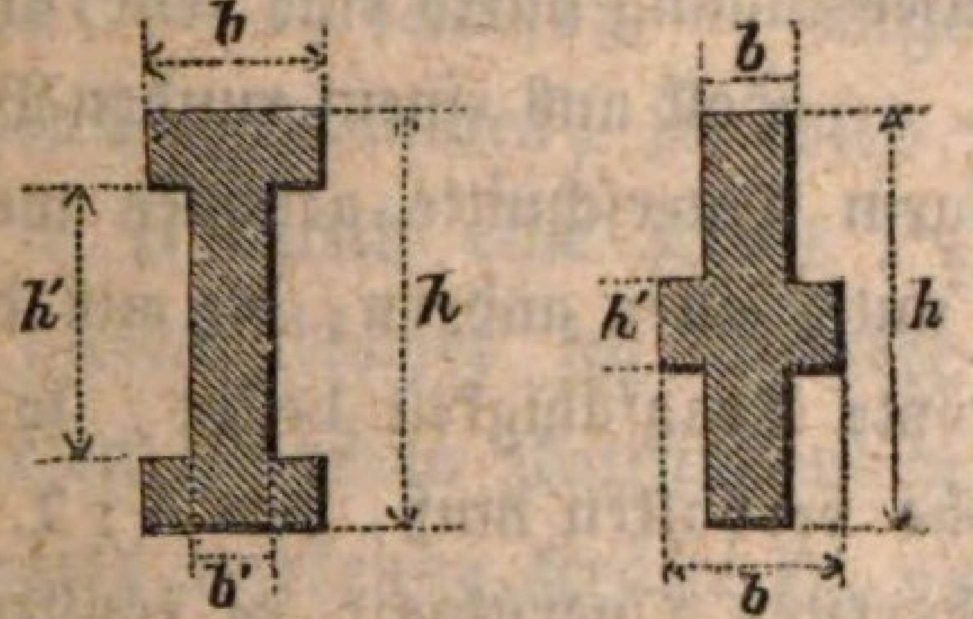
$$E = \tfrac{1}{32}\, \pi\, d^3.$$

6) 

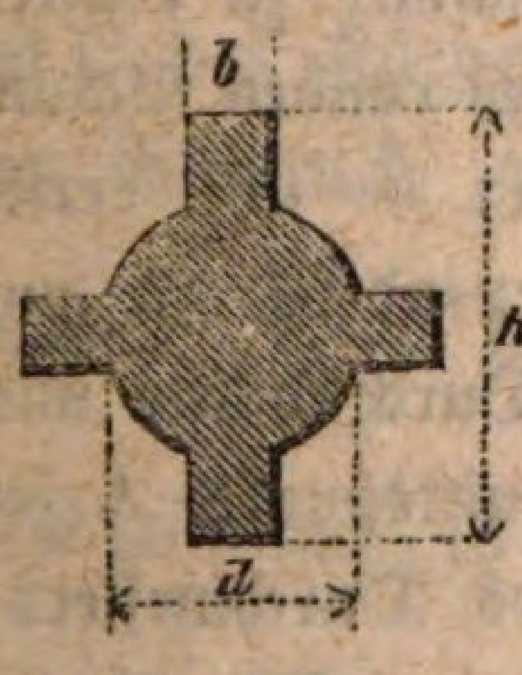
$$E = \tfrac{1}{32}\, \pi\, \frac{d^4 - d'^4}{d}.$$

7) 

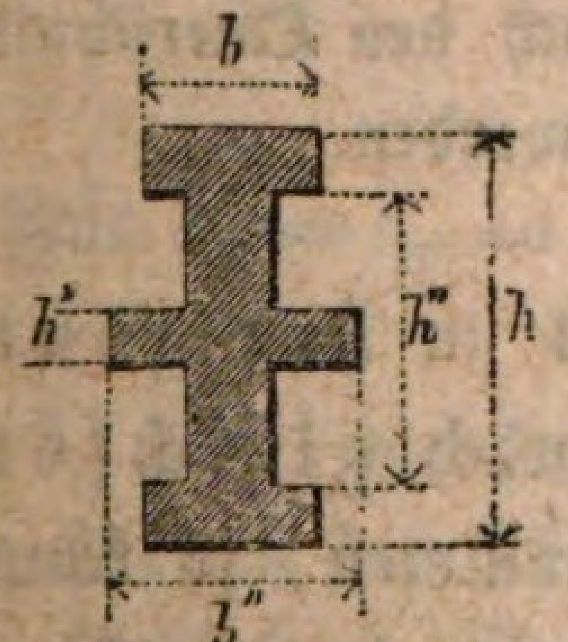
$$E = \tfrac{1}{6}\, \frac{b}{h}\, [h^3 - h'^3]$$

8) 

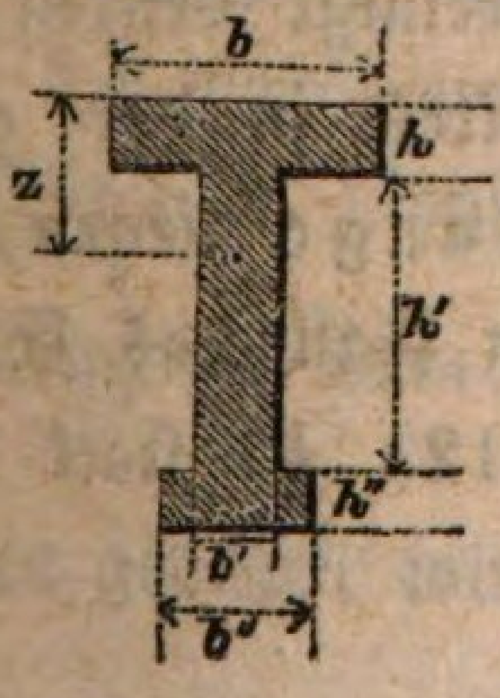
$$E = \frac{1}{6\,h}\, [b'\, h'^3 + b\, (h^3 - h'^3)]$$

9) 

$$E = \frac{1}{6\,h}\, [0{\cdot}589\, d^4 + (h^3 - d^3)\, b + (h - d)\, b^3]$$

10) 

$$E = \frac{1}{6\,h}\, [b''\, h''^3 + b'\, (h'^3 - h''^3) + b\, (h^3 - h'^3)]$$

11) 

$$E = \frac{1}{3\,z} \left\{ \begin{array}{l} b\,[z^3 - (h - z)^3] + b'\,[(z - h)^3 + \\ (h + h' - z)^3] + b''\,[(h + h' + h'' - z)^3 - \\ (h + h' - z)^3] \end{array} \right\}$$

$$z = \tfrac{1}{2}.\; \frac{b\, h^2 + b' h'^2 + b'' h''^2 + 2\,[b'\, h\, h' + b''\, h''\, (h + h')]}{b\, h + b'\, h' + b''\, h''}$$

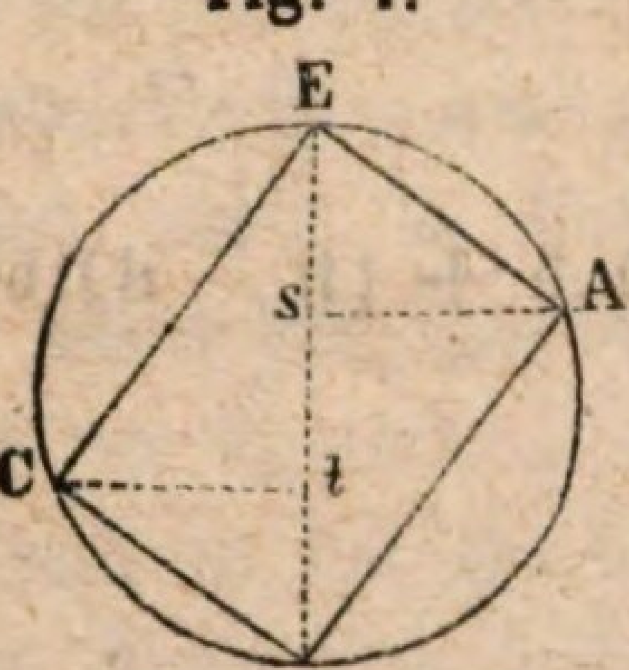
Anmerkung 1. Diese Werthe von E beziehen sich nicht nur auf die Bruchfläche, sondern auf jeden, in beliebiger Entfernung vom Angriffspunkte der Kraft befindlichen Querschnitt des Körpers; nur muß in dem Momente P l für jeden besondern Fall statt l der betreffende Abstand der Querschnittsfläche vom Angriffspunkte der Kraft gesetzt werden.

Anmerkung 2. Da die Ausdehnung und Zusammendrückung des Materiales, aus welchem ein Körper besteht, in denjenigen Punkten am größten ist, die von der neutralen Fläche am weitesten entfernt liegen, es aber unmöglich ist, diese, der relativen Festigkeit günstigste Vertheilung des Materiales in voller Strenge durchzuführen; so geht die Aufgabe der angewandten Mechanik dahin, den, auf respektive Festigkeit in Anspruch genommenen Körpern, solche Querschnitte zu geben, daß sich dieselben rücksichtlich der Vertheilung des Materiales der obigen Forderung so viel als möglich nähern, dabei aber die Verbindung zwischen den oberen und unteren Theilen des Körpers auf eine zweckmäßige Weise herstellen. Aus diesem Grunde macht man z. B. die Querschnitte der Körper viel höher als breit und wendet sie hochkantig an; man höhlt sie insbesonders bei Anwendung von Gußeisen in der Nähe der neutralen Fläche aus und gibt ihnen dafür eine etwas größere Höhe u. s. w. Die größte praktische Annäherung an die obige Forderung gibt nebenstehende Querschnittsform, da bei derselben das meiste Material in der oberen und unteren Horizontalrippe enthalten ist, deren Verbindung durch eine sehr schmale Vertikalrippe bewerkstelliget wird. — Soll aus einem runden Baumstamme ein Balken von rechteckigem Querschnitte gehauen werden, welcher, hochkantig angewendet, unter allen andern, die aus diesem Stamme gehauen werden könnten, die größte Tragfähigkeit besitzt, so zeigt die Rechnung, daß sich dessen Breite zur Höhe verhalten muß, wie 5 : 7. Um daher diesen relativ stärksten Querschnitt zu konstruiren, theile man den Durchmesser E F des runden Baumstammes in drei gleiche Theile E s = s t = t F, errichte in den Theilungspunkten s und t Perpendikel s A und t C auf E F, verlängere sie bis zum Durchschnitte mit dem Kreise und verbinde die Durchschnittspunkte A und C mit den Endpunkten E und F des Durchmessers E F durch gerade Linien, welche sonach den Querschnitt vom größten Widerstande einschließen werden.

Fig. 6.



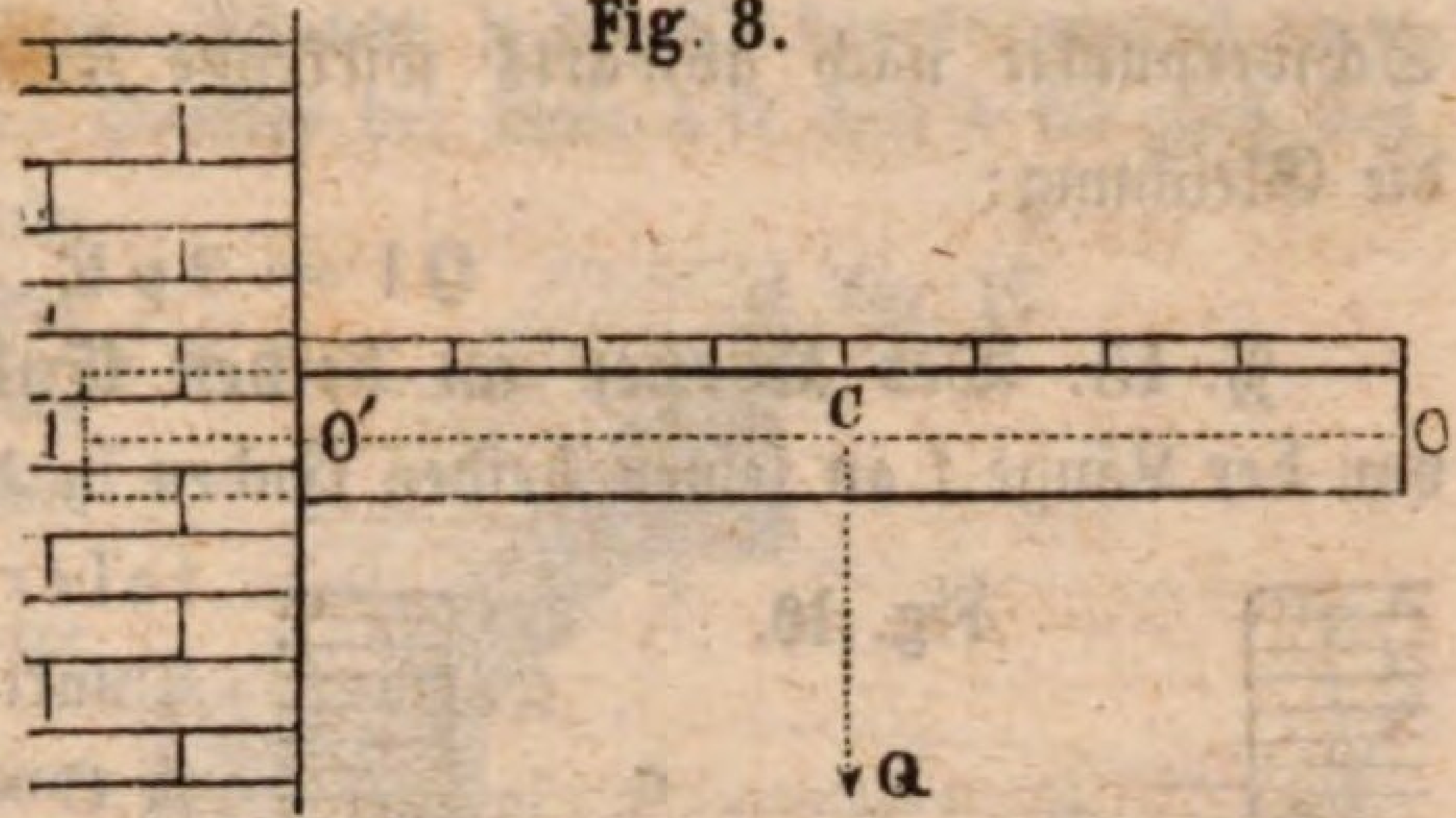
Fig. 7.



§. 13. Wird ein stabförmiger Körper OO′ in O′ in horizontaler Lage befestiget, und durch eine, seiner ganzen Länge nach gleichförmig vertheilte Last Q auf relative Festigkeit in Anspruch genommen, so kann man sich diese Last in dem Schwerpunkte C des Körpers vereinigt denken, und da unter Voraussetzung eines durchaus gleichen Querschnittes in der ganzen Länge des Körpers, sein Schwerpunkt in der halben Länge liegen, also $CO = CO' = \frac{1}{2}l$ sein wird, so erhält man für diesen Fall das Elasticitäts-Moment, wenn man in der Gleichung 1 (§. 12) $\frac{1}{2}l$ statt l und

Q statt P setzt, wodurch
$\frac{1}{2}$ Q l = p E oder
Q l = 2 p E . . . (2)
wird.

Fig. 8.

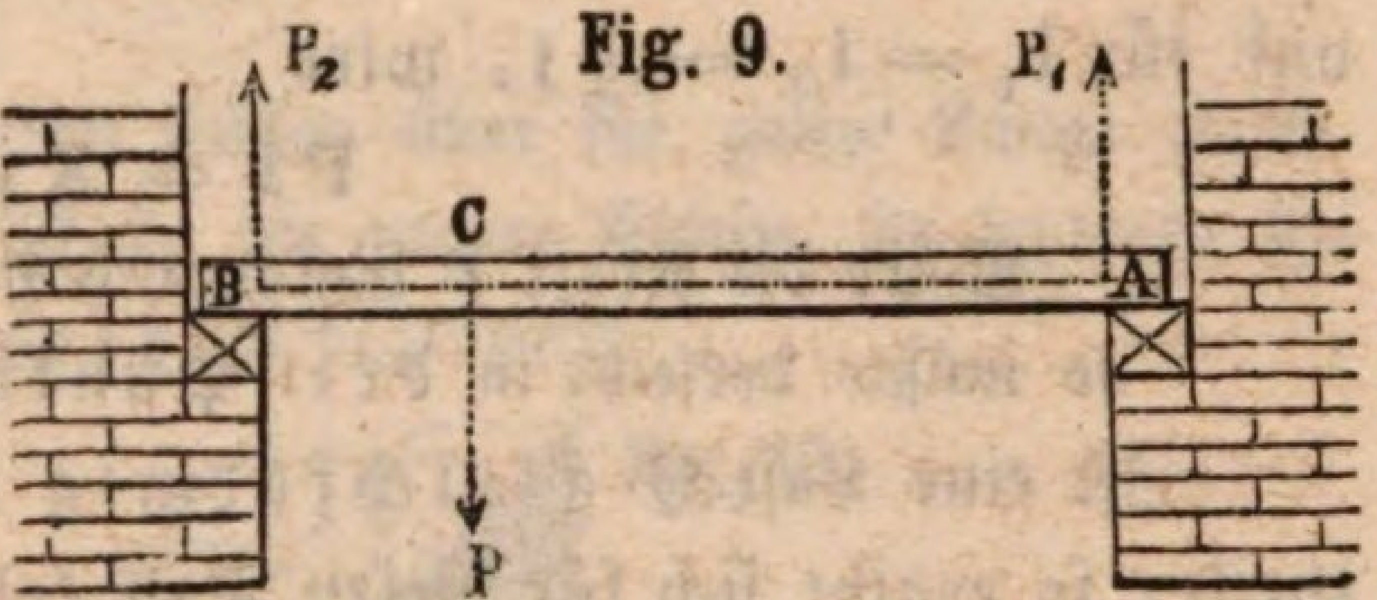


Da das Gewicht G eines Körpers als eine, auf seiner Länge gleichförmig vertheilte Last anzusehen ist, so erhält man, wenn er durch eine Kraft P auf relative Festigkeit in Anspruch genommen wird, das demselben entsprechende Elasticitäts-Moment mit Berücksichtigung des Eigengewichtes: $Pl + \frac{1}{2}Gl = pE$ oder

$$[P + \tfrac{1}{2}G]\, l = pE \ldots (3).$$

§. 14. Der Körper an beiden Enden frei auf Stützen liegend.

Fig. 9.



Liegt ein stabförmiger Körper AB von der Länge l und durchaus gleichem Querschnitte in den Punkten A und B horizontal frei auf Stützen und ist derselbe durch eine im Punkte C seiner Länge — für welchen $AC = l_1$ und $BC = l_2$ sein soll — angebrachte Kraft P auf relative Festigkeit in Anspruch genommen, so wird derselbe in dem Punkte A durch eine Kraft P_1 und in B durch eine Kraft P_2 gegen seine Stützen gedrückt. Denkt man sich nun diesen Körper im Punkte C befestiget und bringt in A und B den, in diesen Punkten stattfindenden Drücken gleiche, aber entgegengesetzt, also nach aufwärts wirkende Kräfte P_1 und P_2 an, so wird jedes der beiden Stücke A C und B C des Körpers auf die im §. 11 angegebene Weise auf relative Festigkeit in Anspruch genommen, und es muß sofort nach Gleichg 1: $P_1 l_1 = pE$ und $P_2 l_2 = pE$ oder $P_1 = p\frac{E}{l_1}$ und $P_2 = p\frac{E}{l_2}$ sein. Da nun $P_1 + P_2 = P$ sein muß, so wird $P = pE\left[\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2}\right]$ oder $P = pE\frac{l}{l_1 l_2}$ mithin

$$P\frac{l_1 l_2}{l} = pE \ldots (4)$$

sein. Für $l_1 = l_2 = \frac{1}{2}l$ übergeht diese Gleichung in Folgende:

$$Pl = 4pE \ldots (5)$$

Wäre die Intensität der Kraft P so groß, daß durch ihre Einwirkung der Bruch des Körpers herbeigeführt würde, so müßte derselbe im Punkte C stattfinden. Man nennt diesen Punkt C der neutralen Achse, in welchen der Bruch vor sich geht, den Bruchpunkt.

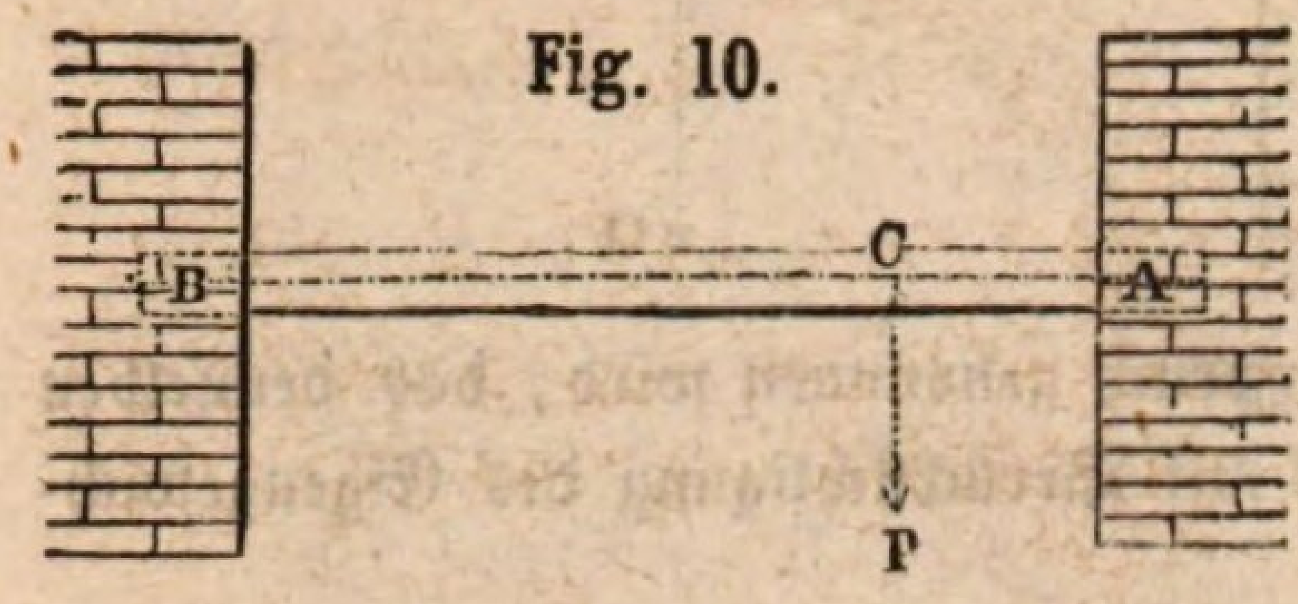
Für eine, längst der ganzen Länge des Körpers gleichförmig vertheilte Belastung Q, findet man, da $\frac{Q}{2}$ die Kraft ist, mit welcher jede der beiden Stützen gedrückt wird und $-\frac{Q}{2}$ die, von der halben Last herrührende, in ihrem

Schwerpunkte nach abwärts wirkende Kraft, wegen $\frac{Q}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{Q}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{Ql}{8}$ die Gleichung:

$$Q\,l = 8\,p\,E \ldots (6)$$

§. 15. **Der Körper an beiden Enden befestiget.** Wird ein Körper von der Länge l an seinen beiden Enden in den Punkten **A** und **B** in horizontaler Lage befestiget und in irgend einem Punkte **C** seiner Länge — für welchen **A C** $= l_1$ und **B C** $= l_2$ sein soll, — durch eine lothrecht wirkende Kraft **P** auf relative Festigkeit in Anspruch genommen, so ist das Elasticitäts-Moment für diesen Fall:

Fig. 10.



$$P \frac{l_1 l_2}{l} = 2\,p\,E \ldots (7)$$

und für $l_1 = l_2 = \frac{1}{2}\,l$, wird

$$P\,l = 8\,p\,E \ldots (8).$$

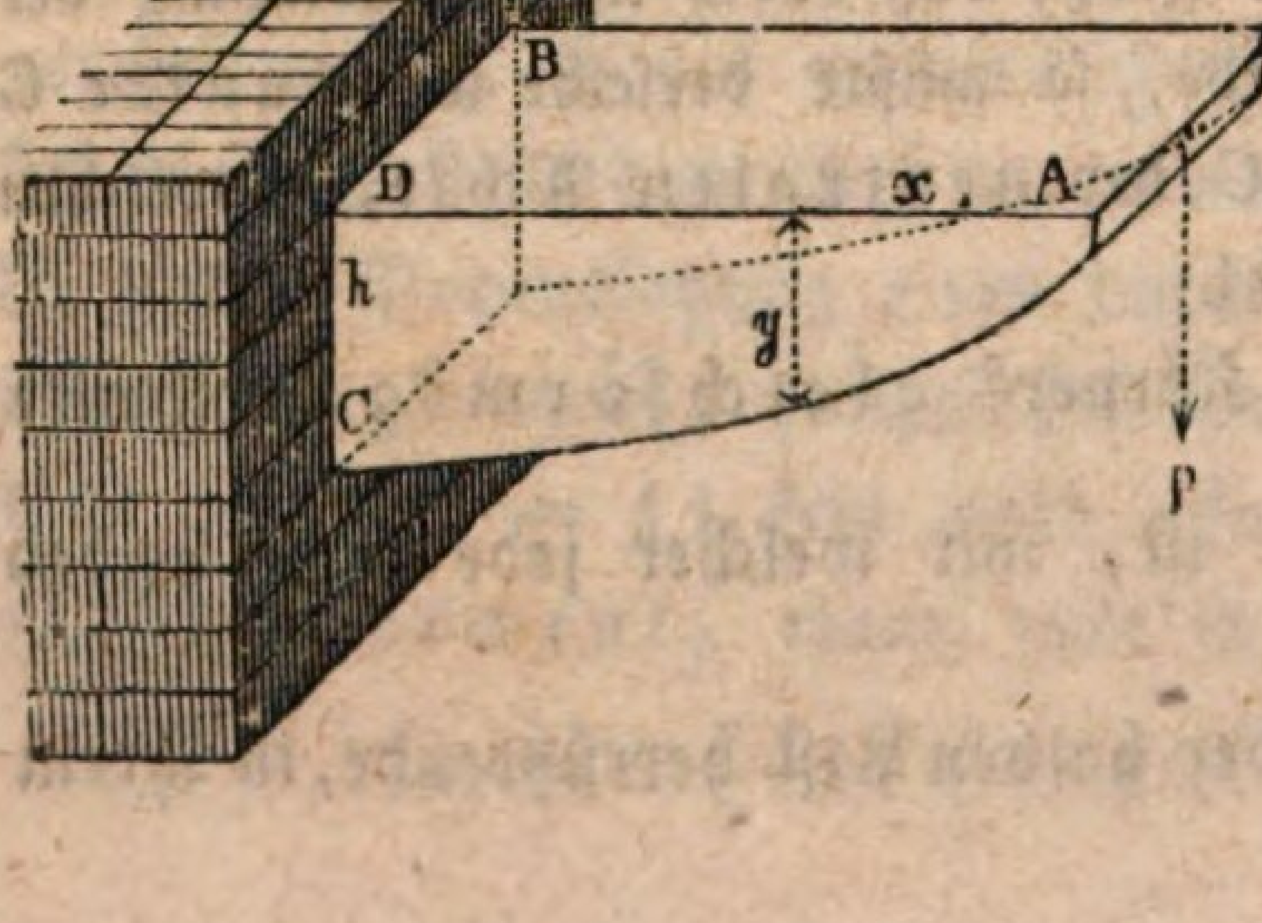
Wäre die Kraft P hinlänglich stark, um den Bruch herbeiführen zu können, so müßte derselbe in drei Punkten, nämlich in A, C und B erfolgen.

Ist eine Last Q gleichförmig über die ganze Länge des Körpers vertheilt, so ergibt sich für diesen Fall folgende Gleichung:

$$Q\,l = 16\,p\,E \ldots (9).$$

§. 16. **Körper von gleichem Widerstande.** Hat ein, auf relative Festigkeit in Anspruch genommener Körper in allen Punkten seiner Länge einen gleich großen Querschnitt, so setzen die Querschnitte desselben der, ihn auf respektive Festigkeit in Anspruch nehmenden Kraft, einen um desto größeren Widerstand entgegen, je weiter sie von der Bruchfläche abstehen; so daß nothwendigerweise, wenn der Widerstand für alle Querschnitte gleich groß werden soll, dieselben von der Bruchfläche an in einem gewissen Verhältnisse abnehmen müssen. Körper von einer solchen Form, daß ihre sämmtlichen Querschnitte denselben Widerstand der, sie auf relative Festigkeit in Anspruch nehmenden Kraft entgegensetzen, nennt man **Körper von gleichem Widerstande.** Diese Körperform ist auch diejenige, welche sich bei einer gegebenen Stärke gegen respektive Festigkeit mit dem geringsten Materialaufwande herstellen läßt.

Fig. 11.



Soll ein, an einem Ende befestigter, am anderen belasteter Körper von der Länge l rechteckige Querschnitte von durchaus gleicher Breite, unter Voraussetzung eines gleichen Widerstandes für sämmtliche Querschnitte gegen die, ihn auf respektive Festigkeit in Anspruch nehmende Kraft P erhalten, so ist die untere Fläche desselben, wenn die obere A B eine horizontale Ebene bilden soll, nach einer gemeinen Parabel A C zu

krümmen, deren Scheitel in A liegt. Ist nun y die Ordinate irgend eines, der Entfernung x entsprechenden Punktes der Linie AD und h die nach den, in §. 12 aufgestellten Regeln berechnete Höhe des Querschnittes an der Bruchfläche, so gibt die Rechnung folgende Gleichung der Parabel $y^2 = \frac{h^2}{l} x$. Wenn aber der obere Theil des Körpers auch durch eine krumme Fläche begränzt werden soll, so ist diese und die untere nach einer und derselben gemeinen Parabel abzukrümmen, für welche in der Gleichung $y^2 = \frac{h^2}{l} x$, y die Doppelordinate bezeichnet.

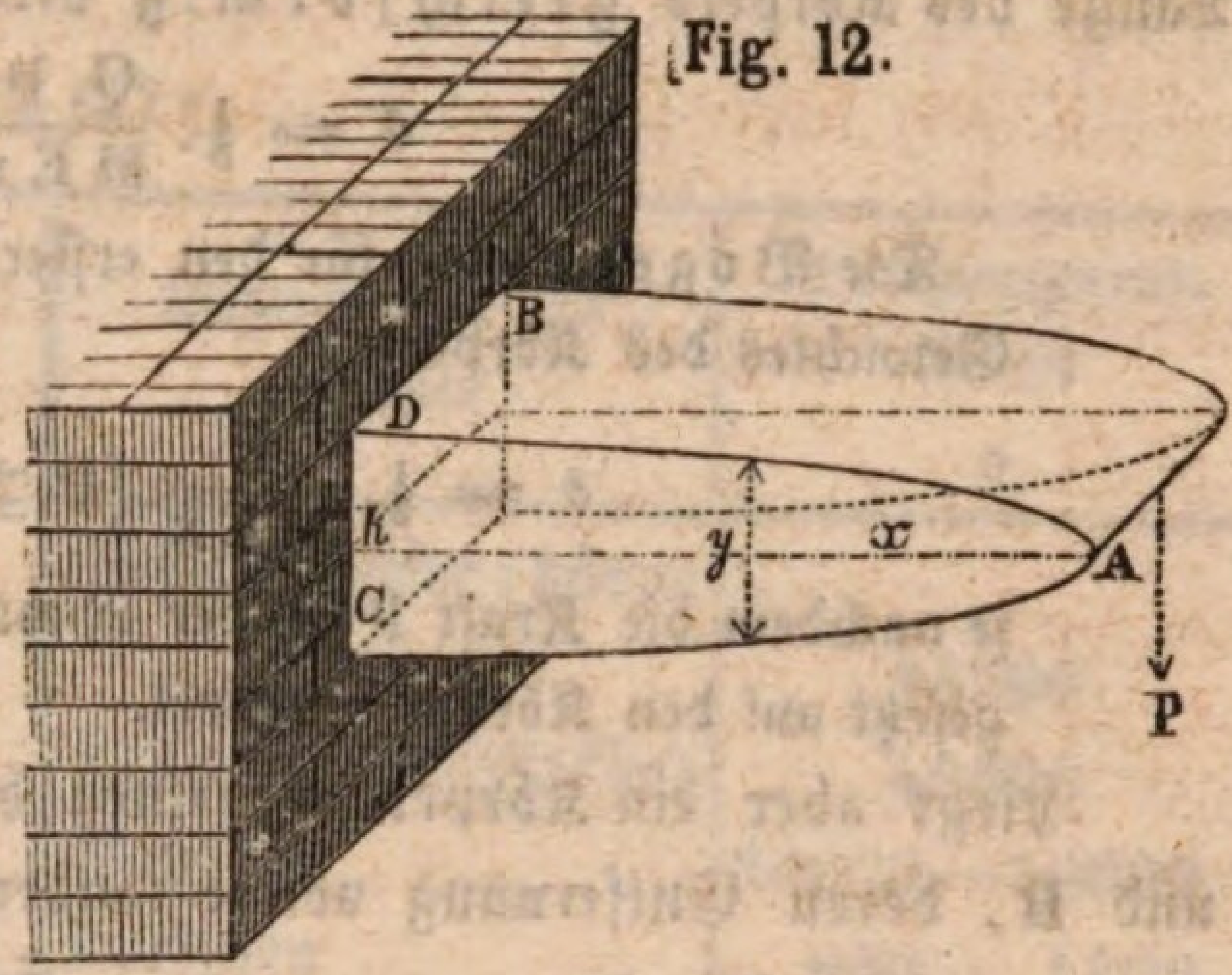


Fig. 12.

Wäre die Belastung in diesen beiden Fällen über die ganze Länge gleichförmig vertheilt, so ist im ersteren Falle die untere Fläche, im letzteren die obere und untere durch schiefe Ebenen zu begränzen.

Soll der Körper ein Rotationskörper von der Länge l sein, dessen Querschnitts-Durchmesser an der Bruchfläche = d gefunden wurde, so ist als erzeugende Linie der Rotationsfläche ein Ast einer cubischen Parabel, deren Scheitel in A und deren Gleichung $y^3 = \frac{d^3}{l} x$ ist, zu nehmen. Die Anwendung der Körperformen von gleichem Widerstande ist für das Maschinenwesen von großer Wichtigkeit, und zwar sowohl in öconomischer Beziehung, als auch dadurch, daß unnütze Belastungen vermieden werden.

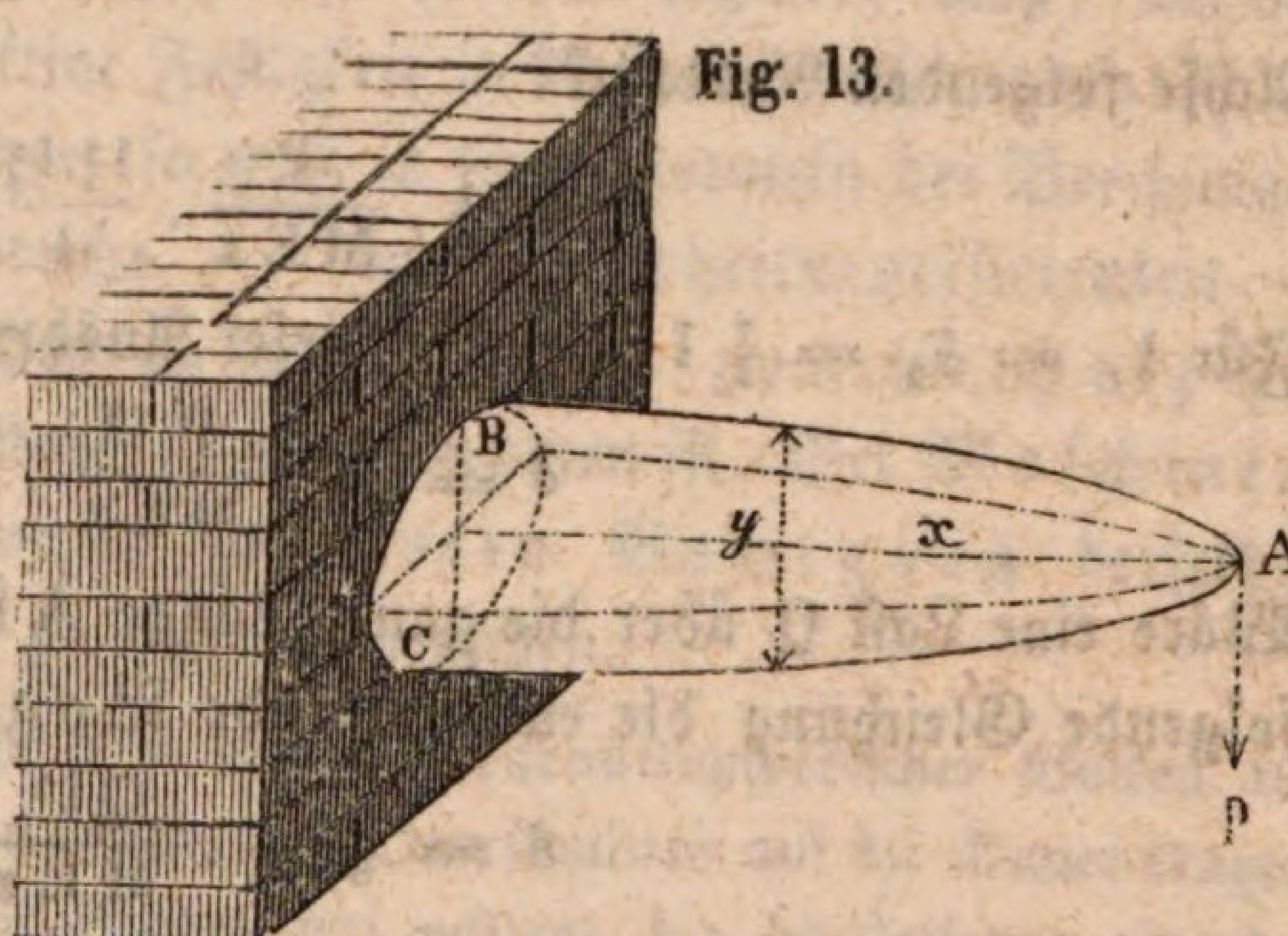


Fig. 13.

§. 17. **Biegung.** Wirkt auf einen, an einem Ende befestigten Körper von der Länge l und beliebigen Querschnitte eine Kraft P ein, deren Intensität nur so groß ist, daß die durch dieselbe hervorgebrachte Biegung noch innerhalb der Elasticitätsgrenze liegt, so bildet die neutrale Achse OO' dieses Körpers eine elastische Linie, deren Bogenhöhe (Pfeil) O'F = δ durch folgenden, im Wege höheren Calculs gefundenen Ausdruck gegeben ist:

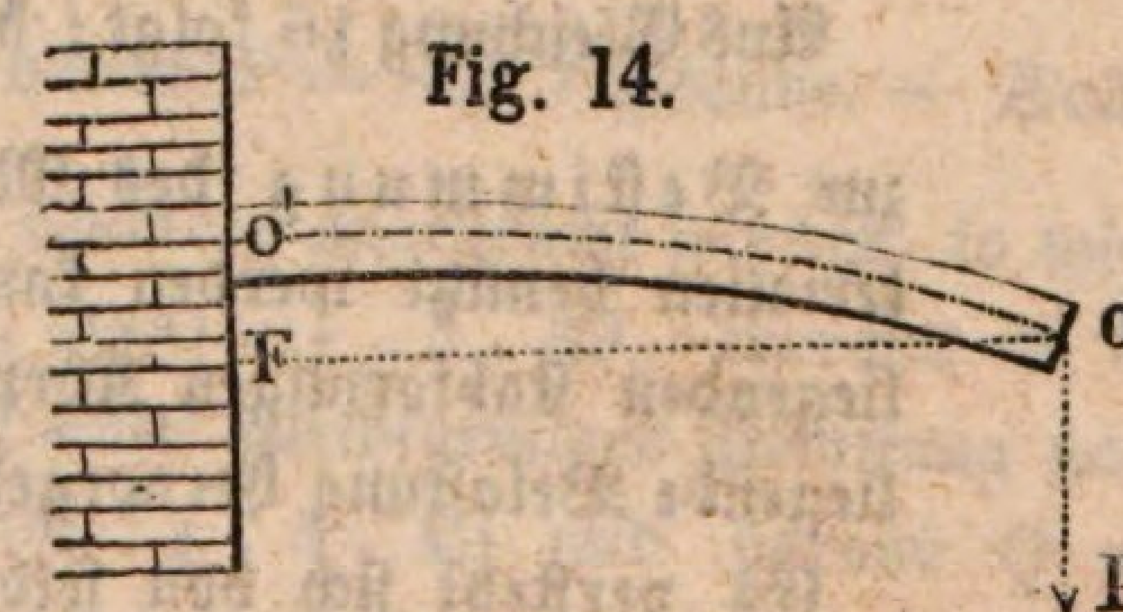


Fig. 14.

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{M E x} \dots (10),$$

wobei M den Modul der Elasticität des Materiales, aus welchem der Körper besteht; E denjenigen von den in §. 12 zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Körpers entspricht und x die vertikale

Entfernung der am stärksten ausgedehnten Faser von der neutralen Fläche bezeichnet. — Ist aber eine Last Q unter der obigen Voraussetzung über die ganze Länge des Körpers gleichförmig vertheilt, so ist

$$\delta = \tfrac{1}{8} \cdot \frac{Q \cdot l^3}{M E x} \ldots (11).$$

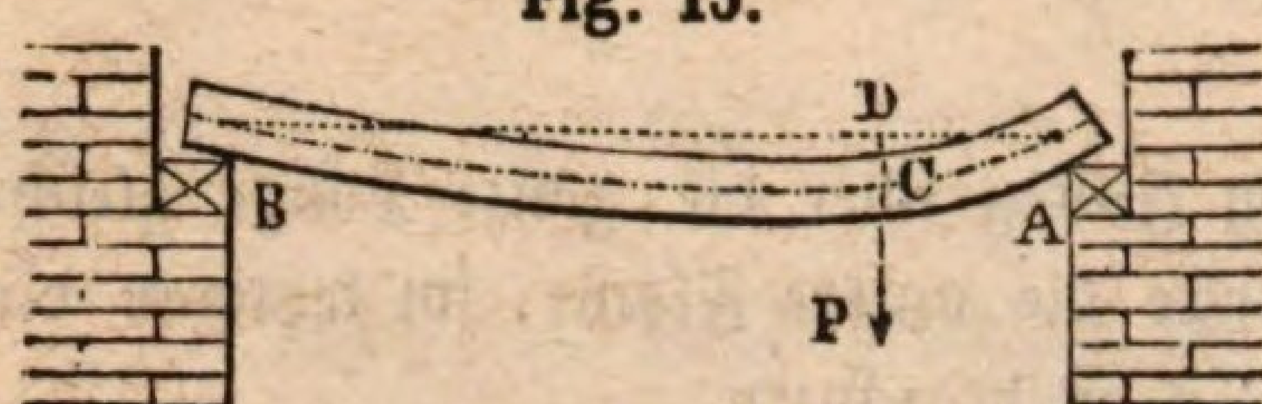
Die Bogenhöhe für den ersteren Fall ist mit Berücksichtigung des eigenen Gewichtes des Körpers

$$\delta = \tfrac{1}{3} \cdot \frac{l^3}{M E x} \left[P \pm \tfrac{3}{8} G\right] \ldots (12),$$

je nachdem die Kraft P in der Richtung der Schwere oder derselben entgegengesetzt auf den Körper einwirkt.

Liegt aber ein Körper an seinen beiden Enden frei auf zwei Stützen A und B, deren Entfernung von einander gleich l, und ist C der Angriffspunkt

Fig. 15.



einer Kraft P, die ihn auf Biegung in Anspruch nimmt, so gibt, wenn $AD = l_1$ und $BD = l_2$ gesetzt wird, die höhere Rechnung zur Bestimmung der Größe der Senkung $CD = \delta$ der neutralen Achse folgenden Ausdruck:

$$\delta = \tfrac{1}{3} \cdot \frac{P}{M E x} \cdot \frac{l_1^2\, l_2^2}{l} \ldots (13. -$$

Für $l_1 = l_2 = \tfrac{1}{2}\, l$ übergeht dieser Ausdruck in nachstehenden:

$$\delta = \tfrac{1}{48} \cdot \frac{P\, l^3}{M E x} \ldots (14. -$$

Wäre eine Last Q über die ganze Länge AB gleichförmig vertheilt, so gibt folgende Gleichung die entsprechende Bogenhöhe:

$$\delta = \tfrac{5}{384} \cdot \frac{Q\, l^3}{M E x} \ldots (15.$$

Für eine, in der halben Entfernung der beiden Stützpunkte auf den Körper einwirkende Kraft P, ergibt sich mit Berücksichtigung des eigenen Gewichtes die Bogenhöhe:

$$\delta = \tfrac{1}{48} \cdot \frac{l^3}{M E x} \left[P + \tfrac{5}{8} G\right] \ldots (16.$$

Aus Gleichung 16 folgt: $M = \tfrac{1}{48} \cdot \frac{l^3}{E x \delta} \cdot \left[P + \tfrac{5}{8} G\right]$, welche Gleichung zur Bestimmung des Moduls der Elasticität der verschiedenen Materialien benützt werden kann, wenn man bei einem, auf zwei Stützen frei liegenden stabförmigen Körper die durch eine innerhalb der Elasticitätsgrenze liegende Belastung hervorgebrachte Biegung mißt.

Es versteht sich von selbst, daß, wenn man in den Formeln dieses Paragraphes für M die in der Tabelle des §. 7 angegebenen, dem Materiale entsprechenden Werthe setzt, P und G in Pfunden, die lienearen Abmessungen des Körpers aber in Zollen ausgedrückt werden müssen, wodurch also auch δ in Zollen erhalten wird. Nach Gerstner und Tredgold ist die, für einen mit beiden Enden frei aufliegenden und in der Mitte belasteten Balken gestattete größte Biegung für Holz $= \tfrac{1}{288}$ und für Guß- oder Schmideisen $= \tfrac{1}{480}$ der Länge desselben.

§. 18. **Brechungscoefficienten.** In der folgenden Tabelle sind die Werthe der Brechungscoefficienten für einige der wichtigsten Materialien angegeben.

Tabelle.

Bezeichnung der Körper	Brechungscoefficient p	Bezeichnung der Körper	Brechungscoefficient p
Buchenholz	8000—20000	Schmiedeeisen (dünne Stäbe)	86700
Eichenholz	7000—20000	detto (dickere Stäbe)	49600
Eschenholz	9500—12000	Gußeisen	20000—50000
Fichtenholz	7000—11000	Kalkstein	600—1400
Lärchenholz	4500—9500	Sandstein	500—700
Tannenholz	5800—12000	Ziegel	150—280

Will man vermittelst der, in den §§. 11—16 entwickelten Formeln die Querschnittsdimensionen berechnen, welche ein Körper erhalten muß, um mit Sicherheit einer, ihn auf respektive Festigkeit in Anspruch nehmenden Kraft durch längere Zeit zu widerstehen, so muß in jenen Formeln der Brechungscoefficient p mit einem echten Bruche — dem **Sicherheitscoefficienten** — multiplicirt werden, welcher zwischen $\frac{1}{20}$ und $\frac{1}{5}$ — und zwar für Holz $\frac{1}{10}$, für Metalle und Steine höchstens $\frac{1}{5}$ — zu nehmen ist. Bei Maschinenbestandtheilen wird jedoch wegen der steten Bewegung derselben der Sicherheitscoefficient im Mittel zu $\frac{1}{10}$ angenommen.

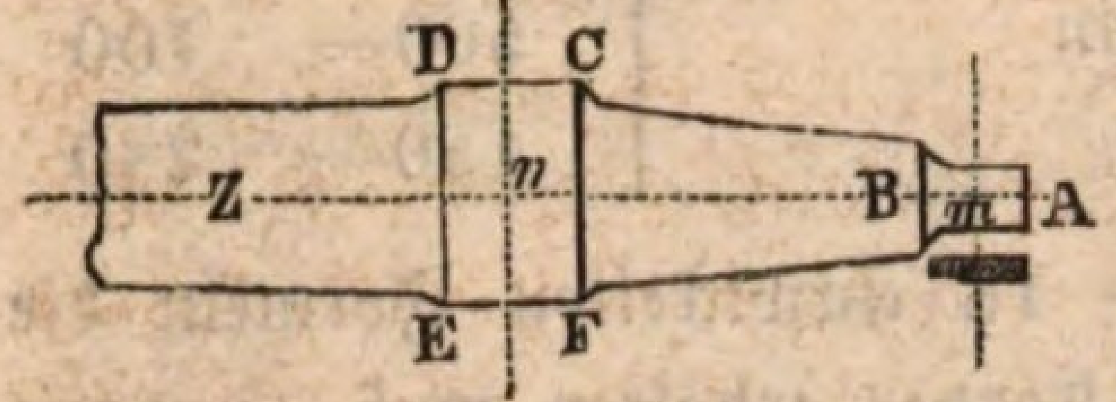
§. 19. **Beispiele.** 1. Welche Last kann ein parallelopipedischer Balken aus Fichtenholz von 7 Zoll Höhe und 5 Zoll Breite des Querschnittes auf die Dauer tragen, wenn er hochkantig an beiden Enden auf Stützen frei aufliegt, die 16 Fuß von einander entfernt sind und die Last in einer Entfernung von 6 Fuß von einer Stütze angebracht werden soll? — Da für einen rechteckigen Querschnitt (nach Nr. 1 §. 12) $E = \frac{1}{6}\, b h^2$ und der Brechungscoefficient p für Fichtenholz im Mittel zu 9000 Pfunde angenommen werden kann, so wird unter Voraussetzung 10facher Sicherheit nach Gleichung 4 (§. 14) wegen $l_1 = 6$ Fuß $= 72$ Zoll, $l_2 = 10$ Fuß $= 120$ Zoll und $l = 16$ Fuß $= 192$ Zoll : $P \,.\, \frac{72.120}{192} = \frac{1}{10} \,.\, 9000 \,.\, \frac{1}{6} \,.\, 5.49$, und daraus $P = 816{\cdot}7$ Pfunde. — Sollte die Last in der halben Entfernung der Stützen von einander angebracht werden, so wird nach Gleichung 5 (§. 14) : $P \,.\, 192 = 4 \,.\, \frac{1}{10} \,.\, 9000 \,.\, \frac{1}{6} \,.\, 5 \,.\, 49$, woraus $P = 765{\cdot}6$ Pfunde; hingegen wird unter Voraussetzung einer gleichförmigen Belastung nach Gleichung 6 (§. 14) : $Q \,.\, 192 = 8 \,.\, \frac{1}{10} \,.\, 9000 \,.\, \frac{1}{6} \,.\, 5 \,.\, 49$ und daraus $Q = 1531{\cdot}25$ Pfunde, also die Belastung doppelt so groß sein können, als im eben vorhergehenden Falle.

Wie groß wird die Senkung des Balkens in diesen drei Fällen sein? — Da der Modul der Elasticität des Fichtenholzes nach der Tabelle des §. 7 im Mittel = 1800000 Pfunde gesetzt werden kann, und für den gegebenen Querschnitt des Balkens die lothrechte Entfernung der Fasern, welche am stärksten ausgedehnt werden, von der neutra-

len Fläche 3·5 Zoll ist, so wird im ersten Falle nach Gleichung 13 (§. 17) die Senkung $\delta = \frac{1}{3} \cdot \frac{816{\cdot}7}{1800000 \cdot \frac{1}{6} \cdot 5 \cdot 49 \cdot 3{\cdot}5} \cdot \frac{\overline{72}^2 \cdot \overline{120}^2}{192}$, also $\delta = 0{\cdot}411$ Zoll, im zweiten Falle nach Gleichung 14 (§. 17): $\delta = \frac{1}{48} \cdot \frac{765{\cdot}6 \cdot \overline{192}^3}{1800000 \cdot \frac{1}{6} \cdot 5 \cdot 49 \cdot 3{\cdot}5} = 0{\cdot}439$ Zoll, und im dritten nach Gleichung 15 (§. 17): $\delta = \frac{5}{384} \cdot \frac{1531{\cdot}25 \cdot \overline{192}^3}{1800000 \cdot \frac{1}{6} \cdot 5 \cdot 49 \cdot 3{\cdot}5} =$ 0·548 Zoll, also im ersten Falle $\frac{1}{467}$, im zweiten $\frac{1}{437}$, und im dritten $\frac{1}{350}$ der Länge des Balkens betragen.

2. Wie groß soll der Durchmesser des Zapfens A B einer gußeisernen Welle A Z werden, wenn der Druck auf denselben 120 Zentner beträgt? — Bezeichnet l die Länge und d den Durchmesser des Zapfens, so muß, da derselbe seiner ganzen Länge nach im Lager aufliegen soll, sich daher der Druck auf diese gleichförmig vertheilen wird, wegen $E = \frac{1}{32} \pi d^3$ (Nr. 5, §. 12) nach Gleichung 2 (§. 13), wenn man für Gußeisen p = 40000 Pfunde und den Sicherheitscoefficienten zu $\frac{1}{12}$ annimmt:

Fig. 16.



$12000 \cdot l = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 40000 \cdot \frac{1}{32} \cdot 3{\cdot}142 \cdot d^3$, oder $288 \cdot l = 15{\cdot}71 \cdot d^3$ sein. Da nun die Längen der Zapfen in der Praxis zwischen den Grenzwerthen d und 2 d angenommen werden, je nachdem die Drücke auf dieselben klein oder groß sind; so wollen wir dem gemäß für diesen Fall $l = 1{\cdot}5\ d$ setzen, und es übergeht sonach die letzte Gleichung in folgende: $432 = 15{\cdot}71\ d^2$ woraus $d = 5{\cdot}24$ Zoll folgt.

Anmerkung. Der Erfahrung gemäß soll man den Sicherheitscoefficienten bei Berechnung der Durchmesser gußeisener Zapfen zu $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{10}$ und für schmiedeiserne zu $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{7}$ annehmen.

3. Welchen Durchmesser hat der Kopf C D E F dieser gußeisernen cylindrischen Welle A Z (Fig. 16) zu erhalten, wenn dieselbe im Punkte n ihrer geometrischen Achse derart belastet ist, daß der von dieser Belastung auf den Zapfen resultirende Druck 120 Zentner und die Entfernung des Belastungspunktes n vom Zapfenmittel m 15 Zoll beträgt? — Denkt man sich diese Welle im Punkte n befestiget und im Zapfenmittel m eine Kraft von 12000 Pfunden Intensität (also gleich dem Drucke auf den Zapfen) vertikal nach aufwärts wirkend, so wird wegen $E = \frac{1}{32} \pi D^3$, wenn man p = 40000 Pfunde und den Sicherheitscoefficienten wie in dem vorhergehenden Beispiele zu $\frac{1}{12}$ annimmt, nach Gleichung 1 (§. 12): $12000 \cdot 15 = \frac{1}{12} \cdot 40000 \cdot \frac{1}{32} \cdot 3{\cdot}142 \cdot D^3$ und daraus nach durchgeführter Rechnung $D = 8{\cdot}193$ Zoll.

4. Eine gußeiserne Welle A B von nebenstehender Form und der, vom Zapfenmittel A bis zum Zapfenmittel B gerechneten Länge von 12 Fuß (144 Zoll) soll horizontal an beiden Enden mit ihren Zapfen in Lagern liegen und in den Punkten m und n derart belastet werden, daß der von den auf ihr zu befestigenden Maschinenbestandtheilen herrührende normale Druck auf den Punkt m 200 Zentner und auf den Punkt

Fig. 17.



n 160 Zentner betrage. Welche Querschnittsdimensionen muß diese Welle an ihrem Bruchpunkte erhalten, damit sie mit Sicherheit und ohne für den Gang der Bewegung nachtheiligen Oscillationen den, sie auf respektive Festigkeit in Anspruch nehmenden Kräften widerstehe, wenn die Entfernung des Belastungspunktes **m** vom Zapfenmittel $A = 20$ Zoll und die Entfernung des Belastungspunktes **n** vom Zapfenmittel $B = 15$ Zoll sein soll? — Man bestimme zunächst nach statischen Gesetzen die von den beiden Belastungen auf die Zapfen A und B resultirenden Drücke. Sind P_1 und P_2 die Intensitäten dieser beiden Drücke, so wird wegen

$P_1 . 144 = 200\ (144 - 20) + 160 . 15,\quad P_1 = 188{\cdot}889$ Zentner $= 18888{\cdot}9$ Pfund,

und wegen: $P_2 . 144 = 160\ (144 - 15) + 200 . 20,\quad P_2 = 171{\cdot}111$ Ztr. $= 17111{\cdot}1$ Pf.

Bezeichnet man ferner mit x die Entfernung des Zapfenmittels A vom Punkte C der Bruchfläche, so sind $[18888{\cdot}9 . x]$ und $[17111{\cdot}1\ (144 - x)]$ die beiden, diesen Drücken entsprechenden Brechungsmomente, und es ist leicht einzusehen, daß

$$18888{\cdot}9 . x = 17111{\cdot}1\ (144 - x)$$

sein muß, woraus $x = 68{\cdot}444$ Zoll folgt. Da dieser Punkt als Angriffspunkt der Resultirenden der beiden Belastungen anzusehen ist, so kann man sich die totale Belastung von $(160 + 200) = 360$ Zentner in diesem Punkte wirkend denken. Nimmt man nun — in Berücksichtigung des Umstandes, daß die Welle einerseits den, sie auf relative Festigkeit in Anspruch nehmenden Kräften durch lange Zeit widerstehen solle, und andererseits die, durch diese Kräfte bedingte Biegung der Welle nicht zu groß ausfallen darf, damit nicht etwa durch eine zu große Biegung Erschütterungen und Oscillationen herbeigeführt werden, die immer sowohl auf den Gang als auch auf die Erhaltung der Maschine nachtheilig einwirken — den Sicherheitscoefficienten $= \frac{1}{12}$ an, setzt ferner $p = 40000$ Pfunde, so muß nach Gleichung 4 (§. 14):

$36000 . \frac{68{\cdot}444 . 75{\cdot}556}{144} = \frac{1}{12} . 40000 . E$, oder $387{\cdot}852 = E$, und daher wegen des, für die angenommene Querschnittsform unter Nr. 9 des §. 12 angebenen Werthes von **E** auch:

$387{\cdot}852 = \frac{1}{6h}\left[0{\cdot}589\ d^4 + (h^3 - d^3)\ b + (h - d)\ b^3\right]$ sein.

Multiplicirt man diese Gleichung mit dem Bruche $\left(\frac{h^4}{b^4}\right)$, so wird:

$$387{\cdot}852\ \frac{h^4}{b^4} = \frac{1}{6h}\frac{h^4}{b^4}\left[0{\cdot}589\ d^4 + (h^3 - d^3)\ b + (h - d)\ b^3\right] \text{ oder}$$

$$387{\cdot}852\left(\frac{h}{b}\right)^4 = \frac{1}{6}\,h^3\left[0{\cdot}589\left(\frac{d}{b}\right)^4 + \left(\frac{h}{b}\right)^3 - \left(\frac{d}{b}\right)^3 + \left(\frac{h}{b}\right) - \left(\frac{d}{b}\right)\right]$$

$$\text{und daraus } h = \sqrt[3]{\frac{6 . 387{\cdot}852 . \left(\frac{h}{b}\right)^4}{0{\cdot}589 . \left(\frac{d}{b}\right)^4 + \left(\frac{h}{b}\right)^3 - \left(\frac{d}{b}\right)^3 + \left(\frac{h}{b}\right) - \left(\frac{d}{b}\right)}}$$

Soll nun der Querschnitt der Welle am Bruchpunkte solche Dimensionen erhalten, daß das Verhältniß von $h : b = 10$ und das Verhältniß von $h : d = 2{\cdot}5$, demnach $d : b = 4$ wird, so setze man in dem letzt abgeleiteten Ausdrucke für die Verhältnisse $\left(\frac{h}{b}\right)$ und $\left(\frac{d}{b}\right)$ die angenommenen Werthe und es wird:

$$h = \sqrt[3]{\frac{6 . 387{\cdot}852 . 10^4}{0{\cdot}589 . 4^4 + 10^3 - 4^3 + 10 - 4}},$$

sonach wegen $\frac{h}{b} = 10$, $b = \frac{1}{10} h = 2{\cdot}770$ Zoll und wegen $\frac{d}{b} = 4$, $d = 4\,b = 11{\cdot}080$ Zoll, wodurch nun die Querschnittsdimensionen der Bruchfläche bestimmt sind.

Anmerkung. Für Wellen und Achsen hat man der Erfahrung gemäß den Sicherheitscoefficienten ebenfalls zu $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{10}$, wenn sie von Gußeisen, und von $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{7}$, wenn sie von Schmiedeisen angefertiget werden, zu nehmen; so daß $\frac{1}{10}$ der mittlere Werth des Sicherheitscoefficienten ist.

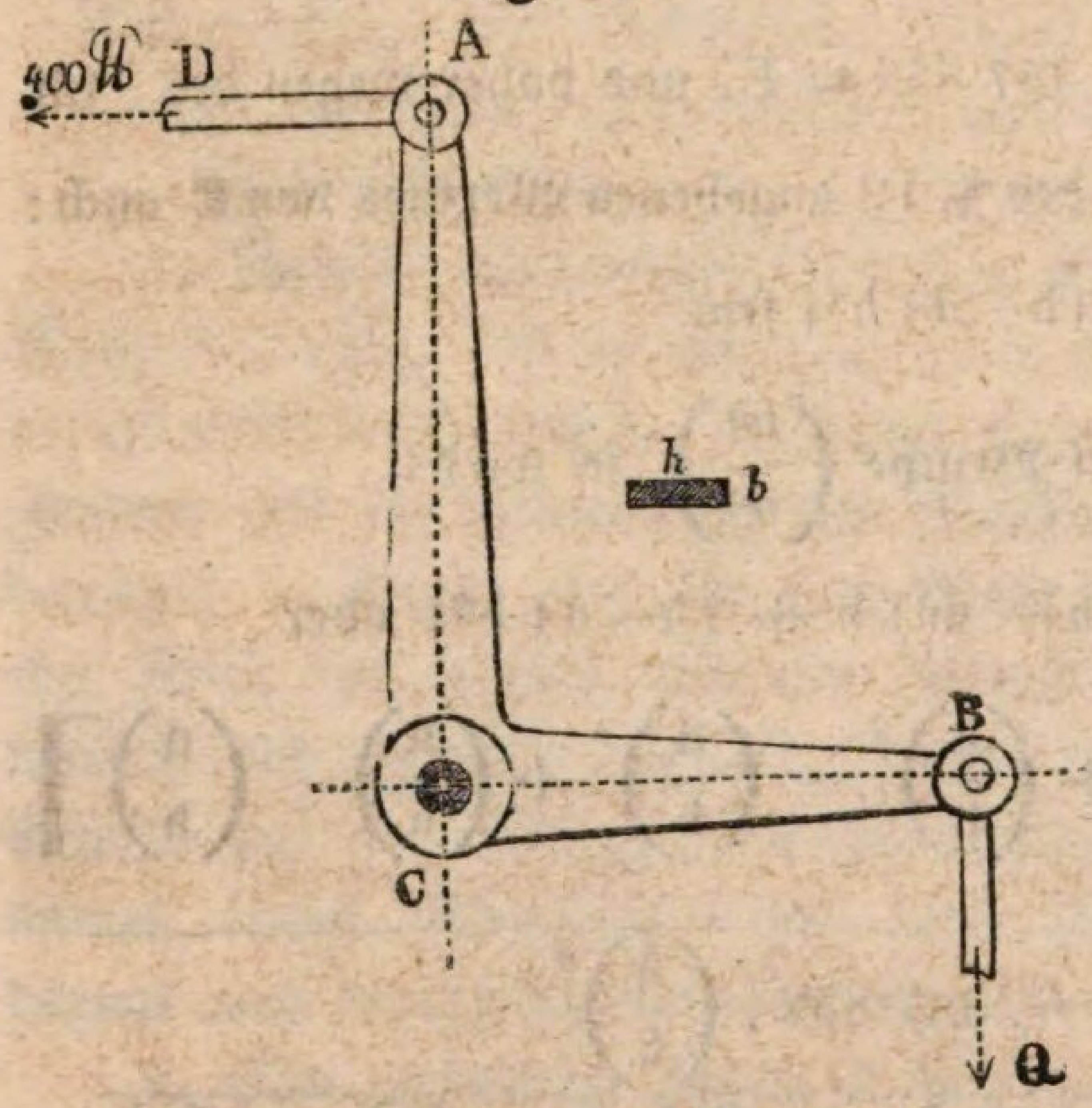
5. Ein parallelopipedischer hohler Tragbalken aus Gußeisen, dessen sämmtliche Querschnitte von Außen 12 Zoll Höhe und 8 Zoll Breite, und von Innen 9 Zoll Höhe und 5 Zoll Breite haben, ist in horizontaler Lage an seinen beiden Enden so befestiget, daß die Entfernung der beiden Befestigungspunkte von einander 10 Fuß beträgt. Welche Last wird dieser Körper mit dem nöthigen Grade der Sicherheit zu tragen vermögen, wenn dieselbe in der halben Entfernung der beiden Befestigungspunkte von einander angebracht werden soll? — Nimmt man auch hier als mittleren Werth des Brechungscoefficienten für Gußeisen 40000 Pfunde, und setzt den Sicherheitscoefficienten, wenn die Belastung eine ruhige sein soll, gleich $\frac{1}{5}$, so wird wegen

$E = \frac{1}{6}\,\frac{b\,h^3 - b_1\,h_1^3}{h}$ (Nr. 2, §. 12) nach Gleichung 8 (§. 15):

$$P\,.\,120 = 8\,.\,\tfrac{1}{5}\,.\,40000\,.\,\tfrac{1}{6}\,.\,\frac{8\,.\,\overline{12}^3 - 5.9^3}{12},$$ und daraus $P = 75400$ Pfund.

6. An einem schmiedeisernen Winkelhebel A C B, welcher um einen fixen Punkt C zu oscilliren hat, soll an einer, mit dem Punkte A auf geeignete Weise verbundenen Zugstange A D eine Kraft von 400 Pfunden in normaler Richtung gegen die Mittellinie des Hebelarmes A C zu dem Behufe einwirken, daß sie den im Punkte B wirkenden Widerstand Q überwinde. Welchen Querschnitt muß der Arm A C dieses Winkelhebels an der Achse C erhalten, wenn die Entfernung der geometrischen Achse des Zapfens A vom Mittel der Achse C 18 Zoll betragen soll? — Nimmt man als mittleren Werth des Brechungscoefficienten für Schmiedeisen 50000 Pfund an, so wird unter Voraussetzung 10facher Sicherheit für diesen in steter Bewegung befindlichen Maschinenbestandtheil nach Gleichung 1 (§. 12), da

Fig. 18.

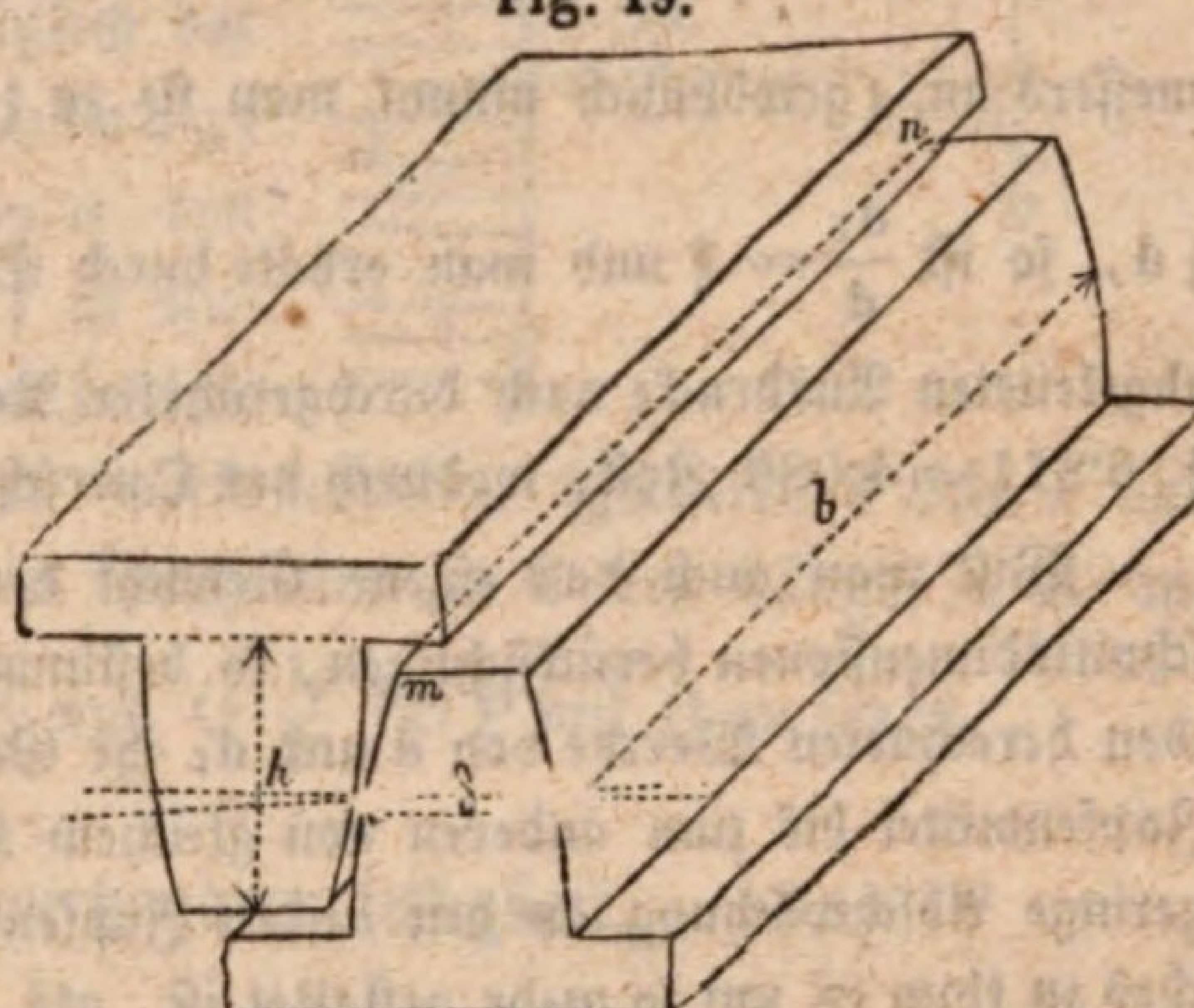


dieser Hebelarm A C als ein, an einem Ende (C) befestigter und am andern (A) belasteter Körper anzusehen ist, wegen $E = \frac{1}{6}\,b\,h^2$ (Nr. 1, §. 12): $400\,.\,18 = \frac{1}{10}\,.\,50000\,.\,\frac{1}{6}\,.\,b\,h^2$, d. i. $432 = 50\,.\,b\,h^2$. Setzt man nun $\frac{h}{b} = 3$, also $b = \frac{1}{3}\,h$, so wird: $432 = \frac{50}{3}\,h^3$ und daraus sofort: $h = 2{\cdot}959$ und $b = \frac{1}{3}\,.\,2{\cdot}959 = 0{\cdot}986$ Zoll.

7. Welche Dimensionen müssen die Zähne eines verzahnten Rades erhalten, welches mit den Zähnen in Einem aus Gußeisen hergestellt werden soll, wenn die am Umfange des Rades wirkende, mit dem auf den Umfang des Getriebes reduzirten Widerstande in dynamischem Gleichgewichte stehende Kraft 1000 Pfund betragen soll? — Da bei zwei verzahnten zusammenarbeitenden Rädern immer nur ein Zahnpaar sich in vollem Eingriffe,

die anderen zwei oder drei Zahnpaare jedoch nur im Zustande der Berührung befinden, — welcher Umstand durch die Unmöglichkeit einer mathematisch-genauen Ausführung begründet ist, — so wird der Druck zwischen den Zähnen dieses Zahnpaares zu 1000 Pfunden anzunehmen sein. Bezeichnet nun b die Breite, δ die Dicke und h die Höhe der Zähne, so muß, da während der Dauer des Zusammenarbeitens dieses Zahnpaares der Augenblick nothwendig eintreten muß, in welchem die Kante m n des einen Zahnes mit dem anderen Zahne im Eingriffe sich befindet, für diese Position, wenn p = 40000 Pfunde und der Sicherheitscoefficient zu $\frac{1}{20}$ angenommen wird:

Fig. 19.



$1000 \,.\, h = \frac{1}{20} \,.\, 40000 \,.\, \frac{1}{6} \,.\, b\, \delta^2$ oder $h = \frac{1}{3}\, b\, \delta^2$ sein.

Setzt man aber, wie dieses bei der Construction der verzahnten Räder gewöhnlich geschieht, $h = 1{\cdot}5\,\delta$ und nimmt $b = 5\,\delta$ an, so erhält man durch Substitution dieser Werthe für h und b in der letzten Gleichung: $1{\cdot}5 = \frac{5}{3}\,\delta^2$ und daraus sofort $\delta = 0{\cdot}948$ Zoll, daher $b = 5 \,.\, 0{\cdot}948 = 4{\cdot}740$ uud $h = 1{\cdot}5 \,.\, 0{\cdot}948 = 1{\cdot}422$ Zoll.

Anmerkung. Die Breite b der Zähne wird in der Praxis verschieden angenommen. Für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte in Bewegung gesetzt werden, deren Umfangsgeschwindigkeit im Theilrisse daher klein ist, ist $b = 4$ bis $5\,\delta$, hingegen für Räder, die an Maschinen vorkommen, welche durch Wasser — oder Dampfkräfte in Betrieb gesetzt werden und gewöhnlich eine größere Umfangsgeschwindigkeit haben, ist $b = 6\,\delta$ zu nehmen. Nur für sehr schnell gehende Transmissionsräder nimmt man $b = 7$ bis $8\,\delta$, um durch die größere Breite der Zähne die Abnützung derselben zu vermindern. Auch der Sicherheitscoefficient ist für diese verschiedenen Fälle verschieden zu nehmen, und es lehrt die Erfahrung, daß für die Grenzwerthe von $b = 4\,\delta$ bis $8\,\delta$ derselbe zu $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{32}$ anzunehmen sei, wenn der entsprechende Grad der Sicherheit erzielt werden soll.

8. Eine hohle cylindrische Welle aus Gußeisen, von durchaus gleichem Querschnitte, soll horizontal mit ihren beiden Zapfen in Lagern zu liegen kommen. Welche Dimensionen soll der Querschnitt derselben erhalten, wenn die Entfernung der beiden Zapfenmittel von einander 15 Fuß beträgt und die Welle in der Entferuung von 9 Fuß von einem Zapfenmittel mit einem 25 Zentner schweren Rade belastet werden soll? — Setzt man p = 40000 Pfunde und den Sicherheitscoefficienten $= \frac{1}{10}$, so wird wegen $E = \frac{1}{32}\,\pi\,\frac{d^4 - d_1^4}{d}$ (Nr. 6, §. 12) nach Formel 4 (§. 14), da $l = 15 \,.\, 12 = 180$, $l_1 = 9 \,.\, 12 = 108$ und $l_2 = (15 - 9) \,.\, 12 = 72$ Zoll zu setzen ist:

$$2500 \,.\, \frac{108.72}{180} = \frac{1}{10} \,.\, 40000 \,.\, \frac{1}{32} \,.\, 3{\cdot}142 \,.\, \frac{d^4 - d_1^4}{d} \text{ d. i. } 432 = 1{\cdot}571 \,.\, \frac{d^4 - d_1^4}{d}, \text{ oder}$$

$$432 = 1{\cdot}571 \left[d^3 - \frac{d_1^4}{d^4}\, d^3 \right] = 1{\cdot}571 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \right] d^3 \text{ und daraus:}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{432}{1{\cdot}571\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right]}}.$$

Nimmt man nun die Wandstärke dieser hohlen Welle zu $\frac{1}{5}$ des äußeren Durchmessers an, (gewöhnlich nimmt man sie zu $\frac{1}{5}$, $\frac{1}{6}$ oder $\frac{3}{10}$), d. h. setzt man $\frac{d-d_1}{2} = \frac{1}{5}d$, so ist $\frac{d_1}{d} = \frac{3}{5}$ und man erhält durch Substituirung dieses Werthes in dem für d abgeleiteten Ausdrucke nach durchgeführter Rechnung $d = 6{\cdot}811$ Zoll, demnach $d_1 = \frac{3}{5} . 6{\cdot}811 = 4{\cdot}086$ Zoll, wodurch der Querschnitt dieser Welle bestimmt ist.

Will man auch das eigene Gewicht der Welle bei der Bestimmung der Querschnittsdimensionen berücksichtigen, so bestimme man zunächst mit zu Grundelegung der eben berechneten Werthe von d und d_1 ihr Gewicht, indem man sich dieselbe von einem Zapfenmittel bis zum anderen von gleichem Querschnitte denkt, somit die, immer nur geringe Abschwächung an den beiden Zapfen bis zu ihren Mitteln vernachlässiget, welches zu thun es um so mehr gestattet ist, als bei der weiteren Annäherung ohnehin das Gewicht der Welle größer ausfallen wird. Nimmt man nun das spezifische Gewicht des Gußeisens im Mittel $= 7{\cdot}2$ an, so würde das Gewicht der Welle von obigen Dimensionen: $G = \frac{1}{4} . 3{\cdot}142\,[(6{\cdot}811)^2 - (4{\cdot}086)^2] . 180 . 7{\cdot}2 . \frac{56{\cdot}5}{1728}$, folglich $G = 988{\cdot}5$ Pfunde sein, wofür die Zahl 988 genommen werden kann. Da aber die halben Gewichte der Stücke l_1 und l_2 der Welle auf die, ihren respektiven Zapfen zugehörigen Lager, und die anderen Hälften dieser Gewichte auf den Belastungspunkt einwirken, so folgt, daß das halbe Gewicht der ganzen Welle als im Belastungspunkte wirksam angenommen werden kann, sonach die gegebene Belastung um dieses halbe Gewicht zu vermehren ist. Daher wird nach der oben angewendeten Gleichung 4 (§. 14) mit Berücksichtigung des eben Erwähnten:

$$[2500 + 494] . \frac{108 . 72}{180} = \tfrac{1}{10} . 40000 . \tfrac{1}{32} . 3{\cdot}142 \left[\frac{d^4 - d_1^4}{d}\right] \text{ d. i.:}$$

$$323352 = 981{\cdot}875 . \frac{d^4 - d_1^4}{d} \text{ und } d = \sqrt[3]{\frac{323352}{981{\cdot}875\left[1-\left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right]}} \text{ sein,}$$

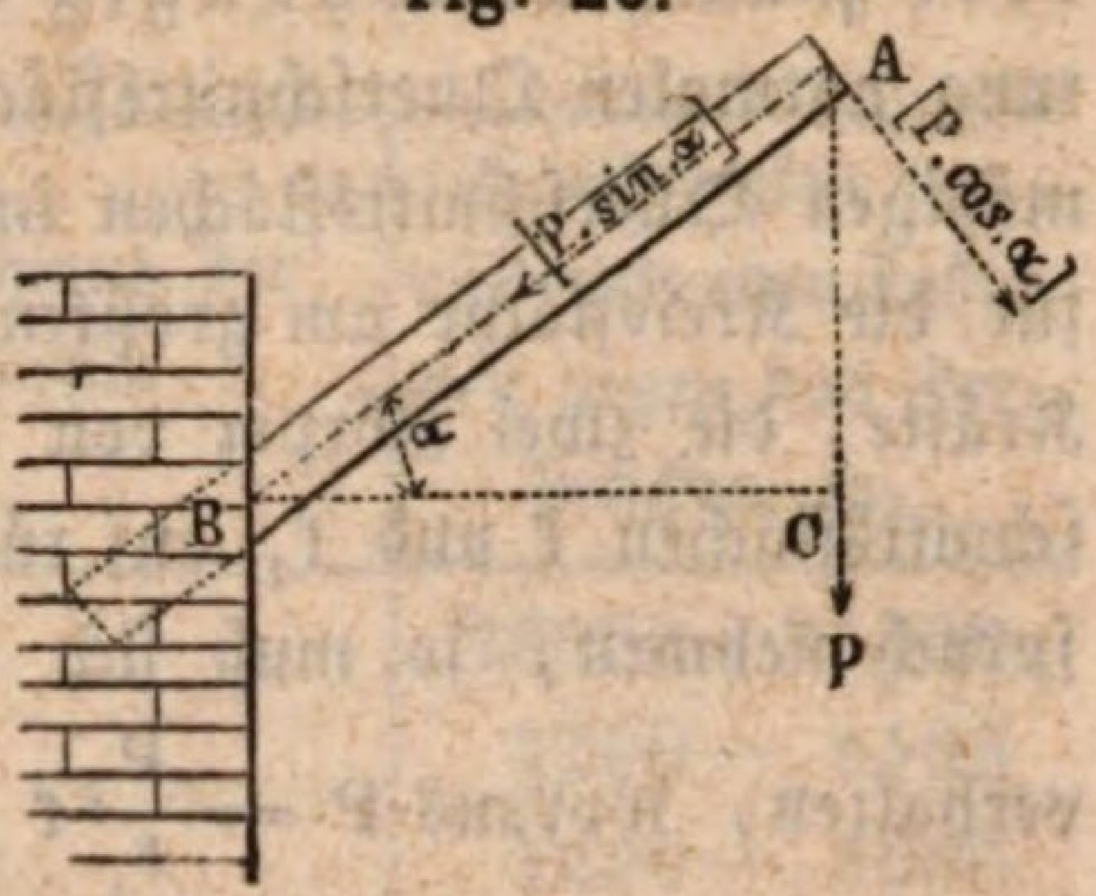
woraus für $\frac{d_1}{d} = \frac{3}{5}$, $d = 7{\cdot}233$ Zoll und wegen $d_1 = \frac{3}{5}d$, $d_1 = 4{\cdot}340$ Zoll folgt.

Diese eben gefundenen Zahlen sind ziemlich nahe Approximationen an die wahren Werthe von d und d_1; wollte man aber die Annäherung noch weiter fortsetzen, so müßte man mit diesen letzteren Werthen nochmals das Gewicht der Welle und hierauf mit Berücksichtigung desselben auf dieselbe Weise, wie früher, die neuen Werthe von d und d_1 bestimmen.

§. 20. Körper in schiefer Lage. Liegt ein stabförmiger Körper **AB**, welcher durch eine Kraft **P** auf relative Festigkeit in Anspruch genommen wird, nicht horizontal, sondern derart geneigt, daß die neutrale Achse desselben mit dem Horizonte den Winkel α einschließt, so zerlege man die Kraft **P** in zwei Seitenkräfte, von denen die eine $P \cos.\alpha$ normal gegen

die neutrale Achse, die andere $P \sin. \alpha$ hingegen parallel zu derselben gerichtet ist. Die letztere Seitenkraft strebt den Körper in seiner Längenrichtung zu verschieben, kommt also für alle Berechnungen bezüglich der respektiven Festigkeit außer Betrachtung; wo hingegen die Seitenkraft $P \cos. \alpha$ den Körper auf respektive Festigkeit in Anspruch nimmt. Man hat daher in einem solchen Falle in allen den, in den §§. 9—19 vorkommenden Formeln $P \cos. \alpha$ und $Q \cos. \alpha$, oder, wenn man mit l_p die Projektion BC der Länge AB auf die horizontale Ebene bezeichnet, $P \frac{l_p}{l}$ und $Q \frac{l_p}{l}$ für P und Q zu setzen.

Fig. 20.



3. Von der rückwirkenden Festigkeit.

§. 21. Begriff der rückwirkenden Festigkeit. Wird ein prismatischer Körper an einem seiner beiden Enden festgehalten, und wirkt an dem anderen Ende auf ihn eine Kraft in seiner Achsenrichtung ein, so werden die Theilchen, aus welchen man sich den Körper zusammengesetzt denken kann, in Folge der Einwirkung dieser Kraft zusammengedrückt. Diese Zusammendrückung wird mit der Zunahme an Intensität der Kraft ebenfalls zunehmen, bis endlich bei fortdauerndem Wachsen derselben der Augenblick eintritt, in welchem der Zusammenhang der Theilchen zerstört wird, der Körper also zerbricht. — Den Widerstand, welchen prismatische Körper dem Zerbrechen durch Kräfte entgegensetzen, die in ihrer Achsenrichtung wirken, nennt man **die rückwirkende Festigkeit** derselben.

Das Zerbrechen eines Körpers durch Kräfte, die ihn auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch nehmen, kann aber auf zweierlei Weise vor sich gehen. Ist ein Körper kurz, so geht das Zerbrechen ohne vorhergegangene Biegung vor sich, indem die oberen Theilchen desselben zwischen die unteren gleichsam keilartig hineingeschoben werden, und auf diese Weise der Zusammenhang der Theilchen zerstört wird; diese Art des Zerbrechens nennt man **das Zerdrücken.** Tritt hingegen bei einem Körper, dessen Längendimension größer ist als die Breite, zunächst eine Biegung ein, und erfolgt erst hierauf auf ungefähr ähnliche Weise, wie bei der relativen Festigkeit, das Zerbrechen, so nennt man diese Art des Zerbrechens **das Zerknicken.** In beiden Fällen ist die rückwirkende Festigkeit eines Körpers verschieden.

a) Rückwirkende Festigkeit gegen das Zerbrechen.

§. 22. Bestimmung der rückwirkenden Festigkeit gegen das Zerdrücken. Der Erfahrung zu Folge ist bei Körpern von ähnlicher Form, wenn die Dimension derselben nach der Richtung des Druckes im Vergleiche zu den darauf senkrechten Abmessungen nur klein ist, die rückwirkende Festig-

keit ziemlich unabhängig von der Länge und nur den auf ihre Achsenrichtung normalen Querschnittsflächen proportional, und zwar ist sie bei regelmäßigen Querschnittsflächen immer etwas größer, als bei unregelmäßigen, und für die Kreisfläche am größten. Sind daher P und P_1 die Intensitäten zweier Kräfte, die zwei Körper von demselben Materiale und den respectiven Querschnittsflächen f und f_1 auf rückwirkende Festigkeit bis zum Zerdrücken in Anspruch nehmen, so muß sich dem eben Angeführten gemäß $P : P_1 = f : f_1$ verhalten, woraus $P = \frac{P_1}{f_1} f$ folgt. Das Verhältniß $\frac{P_1}{f_1}$ zeigt die Intensität der Kraft an, für welche ein Körper von demselben Materiale und einem Querschnitte gleich der Flächeneinheit zerdrückt wird. Bezieht man diese Verhältnißzahl auf den Quadratzoll als Einheit der Querschnittsflächen und auf das Pfund als Einheit zur Messung der Intensitäten der Kräfte, so gibt $\frac{P_1}{f_1}$ das **Maß der rückwirkenden Festigkeit gegen das Zerdrücken** an, und man nennt diese Verhältnißzahl den **Coefficienten der rückwirkenden Festigkeit gegen das Zerdrücken.** Bezeichnet man diesen mit m_1, so wird demnach:

$$P = m_1 f \ldots (1).$$

§. 23. **Größe der Zusammendrückung.** Wird ein prismatischer Körper durch eine Kraft auf rückwirkende Festigkeit gegen das Zerdrücken in Anspruch genommen, deren Intensität nur so groß ist, daß die durch sie bewirkte Zusammenpressung der Theilchen dieses Körpers noch innerhalb der Elasticitätsgrenze liegt, also derselbe nach Beseitigung der Kraft seine ursprüngliche Form wieder annimmt, so lehrt die Erfahrung, daß in diesem Falle die Größe der Zusammendrückung, so wie bei der absoluten Festigkeit die Größe der Ausdehnung, der drückenden Kraft ziemlich genau proportional ist, daher die Größe der Zusammendrückung durch den Ausdruck:

$$\lambda = \frac{p\,l}{M} \ldots (2),$$

welcher zur Bestimmung der Größe der Ausdehnung (§. 6) gefunden wurde, gemessen werden kann. In diesem Falle bezeichnet jedoch λ die Größe der Zusammendrückung innerhalb der Elasticitätsgrenze, l die Länge des Körpers in der Richtung der drückenden Kraft gemessen, p den, auf einen Quadratzoll kommenden Theil der den Körper auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch nehmenden Kraft und M den Modul der Elasticität des Materiales, aus welchem der Körper besteht.

§. 24. **Coefficienten der rückwirkenden Festigkeit gegen das Zerdrücken.** In der nachstehenden Tabelle sind die Werthe der Coefficienten für die rückwirkende Festigkeit gegen das Zerdrücken für einige der am öftesten in der Anwendung vorkommenden Körper zusammengestellt.

Tabelle.

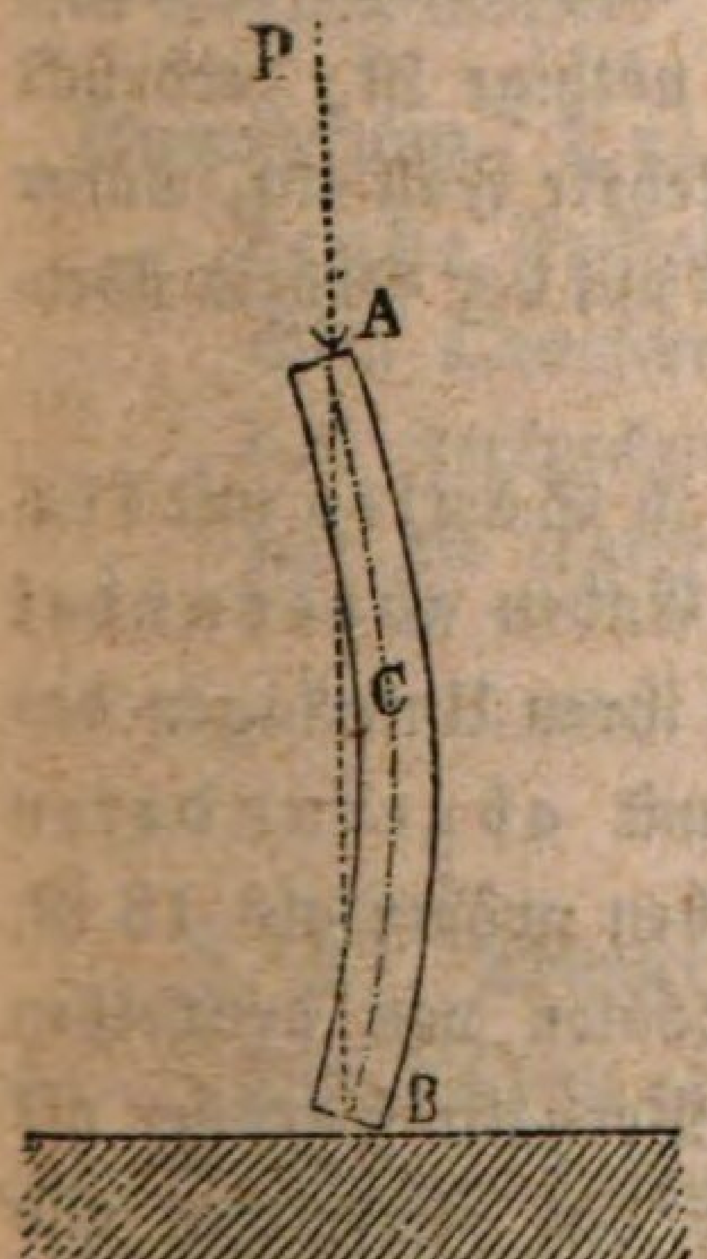
Bezeichnung der Körper	Coefficienten der rückwirkenden Festigkeit gegen das Zerdrücken. m_1	Bezeichnung der Körper	Coefficienten der rückwirkenden Festigkeit gegen das Zerdrücken. m_1
Buchenholz (Roth)	6730— 8070	Basalt	20000—25000
Eichenholz	3350— 8000	Granit	4200— 9500
Eschenholz	7800	Kalkstein	1260— 5000
Fichtenholz	4630— 6730	Marmor	2700—10000
Gußeisen	62000—124000	Mörtel	370— 760
Schmiedeisen	72000— 75700	Sandstein	1180—10940
Kupfer	16800— 58880	Ziegelstein	490— 2000

In der Anwendung muß man, wenn die auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommenen Körper die nöthige Sicherheit gegen das Zerdrücken gewähren sollen, die in der vorstehenden Tabelle enthaltenen Zahlen mit einem Sicherheitscoefficienten multipliciren, welcher für Gußeisen = $\frac{1}{5}$, für Schmiedeeisen = $\frac{1}{6}$, für Holz und regelmäßig behauene Steine in niedrigen Konstructionen = $\frac{1}{10}$ und für Mauern aus Bruchsteinen = $\frac{1}{20}$ zu setzen ist. — Bei Maschinenconstructionen ist jedoch eine Berechnung des Querschnittes in dieser Hinsicht nie nothwendig, weil die Widerstandsfähigkeit der Materialien gegen das Zerdrücken groß ist.

b) Rückwirkende Festigkeit gegen das Zerknicken.

§. 25. Bestimmung der rückwirkenden Festigkeit gegen das Zerknicken. Wenn ein stabförmiger Körper **AB** an einem Ende festgehalten, z. B. auf einer festen Unterlage gestützt wird, und auf ihn an dem anderen Ende in seiner Achsenrichtung eine Kraft **P** einwirkt, die denselben auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch nimmt, so wird der Körper gebogen; die neutrale Achse **ACB** des Körpers nimmt aber in diesem Falle eine andere Gestalt an, als sie bei der Biegung erlangt, welche durch eine normal gegen dieselbe wirkende Kraft hervorgebracht wird, und es tritt erst bei fortgesetzter Zunahme an Intensität der wirkenden Kraft das Zerknicken ein.

Fig. 21.



Bezeichnet **P** die Intensität der Kraft, bei welcher ein stabförmiger Körper von der Länge **l** eine bleibende Biegung annimmt, **M** den Modul der Elasticität des Materiales, aus welchem der Körper besteht, **E** denjenigen von den in §. 12 zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Körpers entspricht, und endlich **z** die auf die Biegungslinie des Körpers senkrechte Dimension seines Querschnittes, so findet man im Wege hö-

herer Rechnung für einen stabförmigen Körper, welcher sich in allen seinen Punkten frei biegen kann unter obigen Voraussetzungen

$$P = \frac{1}{2} M \pi^2 E \frac{z}{l^2} \ldots (3).$$

Da aber für diese Kraft P eine bleibende Biegung eintritt, so muß man mit Rücksicht auf den nöthigen Grad der Sicherheit, diesen Ausdruck noch mit den in §. 24 angegebenen Sicherheitscoefficienten multipliciren, wenn die Wirkung der Kraft auf den Körper eine ruhige, blos nach statischen Gesetzen vor sich gehende ist. Geschieht aber die Einwirkung von Seite der Kraft auf einen Körper theils nach statischen und theils nach dynamischen Gesetzen, befindet sich also dieser Körper im Zustande der Bewegung, wie dieses bei den auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommenen Bestandtheilen von Maschinen der Fall ist, so erhält man nach Formel 3 mit der Praxis übereinstimmende Resultate, wenn man den Sicherheitscoefficienten zu $\frac{1}{50}$ bis $\frac{1}{10}$ annimmt, je nachdem mehr oder weniger entweder durch die Wirkungsweise der Maschine, oder durch die varirende Kraft, oder endlich durch einen wechselnden Widerstand bedingte Vibrationen oder sogar Stöße in der Maschine vorkommen.

Anmerkung 1. Die nach dieser Formel 3 berechneten Resultate stimmen jedoch nur dann mit der Erfahrung überein, wenn die Länge der stabförmigen Körper je nach dem Materiale, aus dem sie bestehen, das 10 bis 25fache ihrer Dicke, und zwar für Gußeisen ungefähr das 10fache, für Schmiedeeisen das 20fache und für Holz das 25fache übersteigt; unter diesen Grenzen gibt aber die Formel zu große Werthe. Dieser Umstand findet dadurch seine Begründung, daß unter Voraussetzung einerlei Sicherheit, die Kraft des Zerknickens der Kraft, die zum Zerdrücken nothwendig ist, gleich wird, wenn z. B. bei cylindrischen Körpern das Verhältniß der Länge derselben zu ihrer Dicke je nach der Qualität des Materiales für Gußeisen = 10 bis 12, für Schmiedeeisen = 15 bis 24 und für Holz = 14 bis 20 ist, so daß unterhalb dieser Grenzen die Kraft, welche das Zerknicken herbeiführen könnte, größer ist, als die Kraft, die für das Zerdrücken erforderlich ist, daher ein Körper unter dieser Voraussetzung durch eine kleinere Kraft, als die zum Zerknicken nöthige ist, zerdrückt wird; oberhalb dieser Grenzen tritt hingegen der umgekehrte Fall ein, daher auch nur in diesen letzteren Fällen von der obigen Formel 3 mit der Praxis übereinstimmende Resultate zu erwarten sind.

Anmerkung 2. Durch Versuche hat es sich herausgestellt, daß Säulen mit flachen Enden mehr zu tragen vermögen, als Säulen, deren Enden abgerundet sind, da durch das flache Aufliegen der Säulenenden auf ihren Unterlagen das Biegen sehr erschwert wird; daß gußeiserne Säulen mit abgerundeten Enden, wenn das Verhältniß der Länge zur Dicke derselben größer als 15 ist, eher zerknickt, als zerdrückt werden, welcher Fall bei Säulen von demselben Materiale aber mit flachen Enden eintritt, wenn dieses Verhältniß größer als 30; daß bei kürzeren Säulen der Bruch theils durch das Zerknicken und theils durch das Zerdrücken des Materials herbeigeführt wird; daß die Stärke von gußeisernen Säulen, deren Durchmesser in der Mitte 1·5 bis 2 Mal

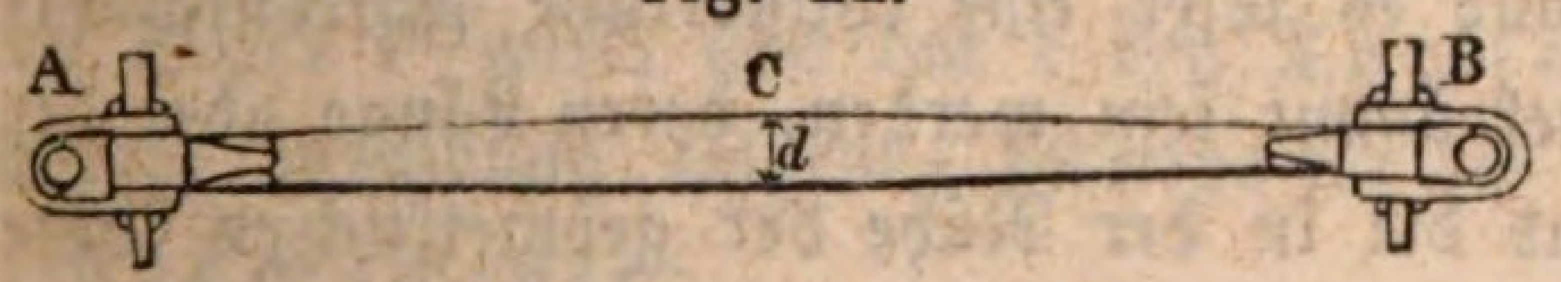
so groß sind, als an den Enden, um $\frac{1}{7}$ größer ist, als die von cylindrischen Säulen, die eben so viel Materiale enthalten, wenn ihre Enden abgerundet sind, und um $\frac{1}{8}$ oder $\frac{1}{9}$ größer, wenn die Enden derselben eben sind; daß endlich die Stärke der hohlen cylindrischen Säulen unter übrigens gleichen Umständen größer ist, als die, der gleich viel Materiale enthaltenden Säulen mit polygonalen oder sternförmigen Querschnitten.

§. 26. Beispiele. 1. Welche Last kann eine Säule aus Fichtenholz von 20 Fuß Höhe und quadratischem Querschnitte von 10 Zoll im Gevierte mit Sicherheit tragen, wenn die Belastung eine ruhige ist? — Da der Modul der Elasticität des Fichtenholzes nach der Tabelle des §. 7 im Mittel zu 1800000 Pfunde und der Sicherheitscoefficient zu $\frac{1}{10}$ angenommen werden kann, so wird, wegen $E = \frac{1}{6} h^3$ (Nr. 3, §. 12) und $z = h$ nach Formel 3 (§. 25) : $P = \frac{1}{10} \cdot \frac{1}{2} \cdot 1800000 . (3{\cdot}1416)^2 . \frac{1}{6} . (10)^3 . \frac{10}{(240)^2}$, also $P = 25702$ Pfunde betragen dürfen.

2. Welchen Durchmesser muß man einer gußeisernen cylindrischen Säule von 20 Fuß Höhe geben, damit sie eine ruhige Belastung von 30000 Pfunden mit Sicherheit zu tragen vermag? — Wegen $M = 13000000$ Pfunde im Mittel und $E = \frac{1}{32} \pi d^3$ (Nr. 5, §. 12) muß, wenn man den Sicherheitscoefficienten $= \frac{1}{5}$ setzt, (nach Gleichung 3) $30000 = \frac{1}{5} . \frac{1}{2} . 13000000 . (3{\cdot}1416)^2 . \frac{1}{32} . 3{\cdot}1416 . d^3 . \frac{d}{(240)^2}$, also $d = 6{\cdot}086$ Zolle sein.

3. Es soll für eine Maschine eine schmiedeeiserne Triebstange AB von 10 Fuß Länge und kreisförmigem Querschnitte construirt werden, welche von einer Kraft von 2630 Pfunden auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommen wird. Welchen Durchmesser soll man derselben in dem Halbirungspunkte C ihrer Länge geben? — Setzt man für Schmiedeeisen im Mittel $M = 23500000$ Pfunde, $E = \frac{1}{32} \pi d^3$, $z = d$, und nimmt den Sicherheitscoefficienten, wenn größere Vibrationen der Bestandtheile dieser Maschine vorausgesetzt werden, zu $\frac{1}{36}$ an, so wird nach Formel 3 (§. 25):

Fig. 22.



$$2630 = \frac{1}{36} . \frac{1}{2} . 23500000 . \frac{(3{\cdot}1416)^3}{32} . \frac{d^4}{(120)^2},$$ folglich $d = 3{\cdot}308$ Zolle genommen werden müssen.

Anmerkung. Triebstangen werden gewöhnlich auf absolute und rückwirkende Festigkeit abwechselnd in Anspruch genommen. Da aber bei gleichem Querschnitte ihre absolute Festigkeit größer als die rückwirkende gegen das Zerknicken ist, so wird bei der Bestimmung des Querschnittes derselben nur die letztere Festigkeit berücksichtiget.

4. Von der Torsions-Festigkeit.

§. 27. Begriff der Torsions-Festigkeit. Ist ein stabförmiger Körper AC_1 (Fig. 23) an einem seiner beiden Enden befestiget und an dem anderen durch eine Kraft P, deren Richtung in einer, zu der geometrischen Achse des Körpers normalen Ebene liegt, derart in Anspruch genommen, daß sie denselben um diese Achse zu drehen strebt, oder wirken auf einen stabförmigen Körper AC_1

Fig. 23.

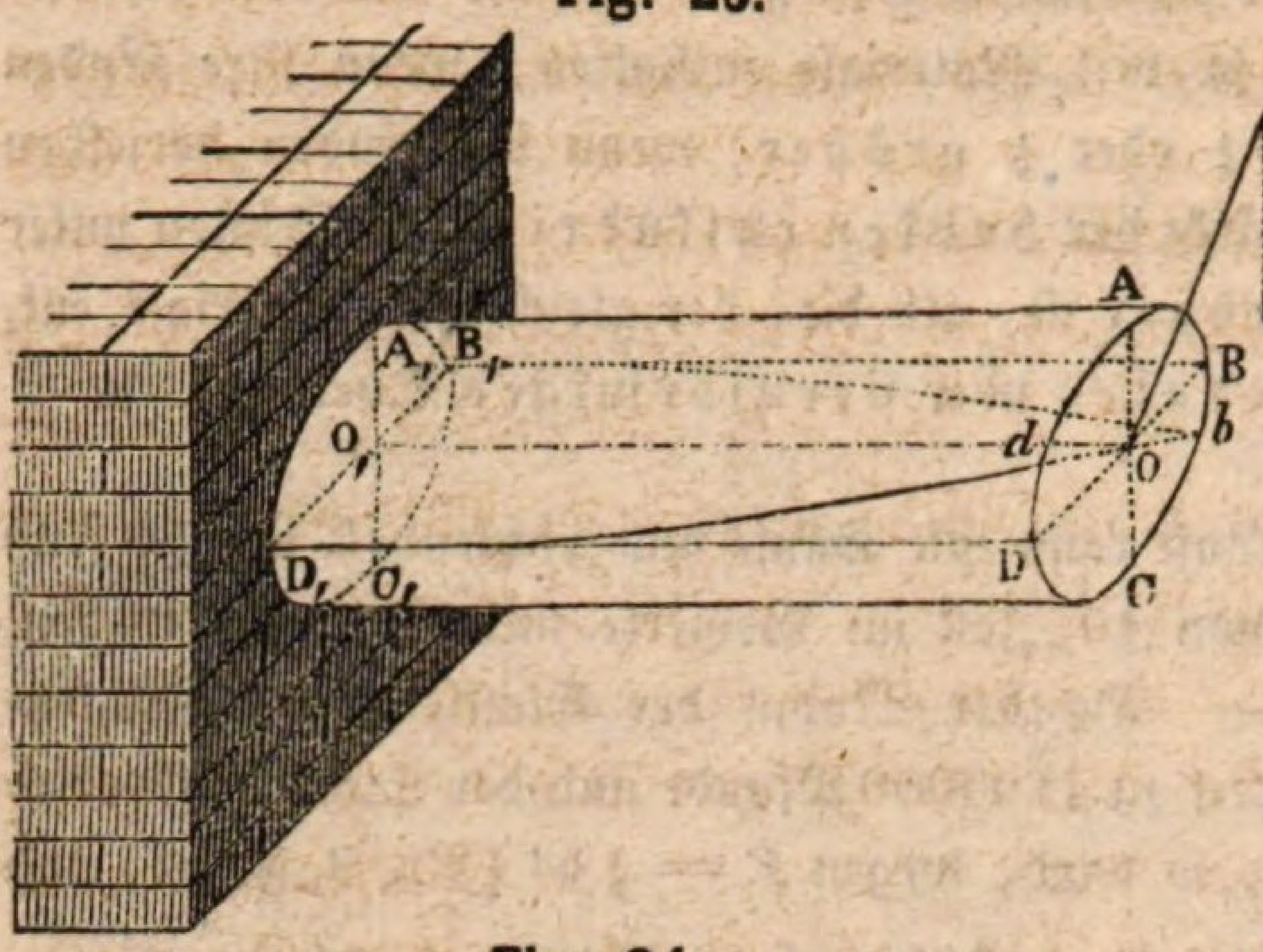
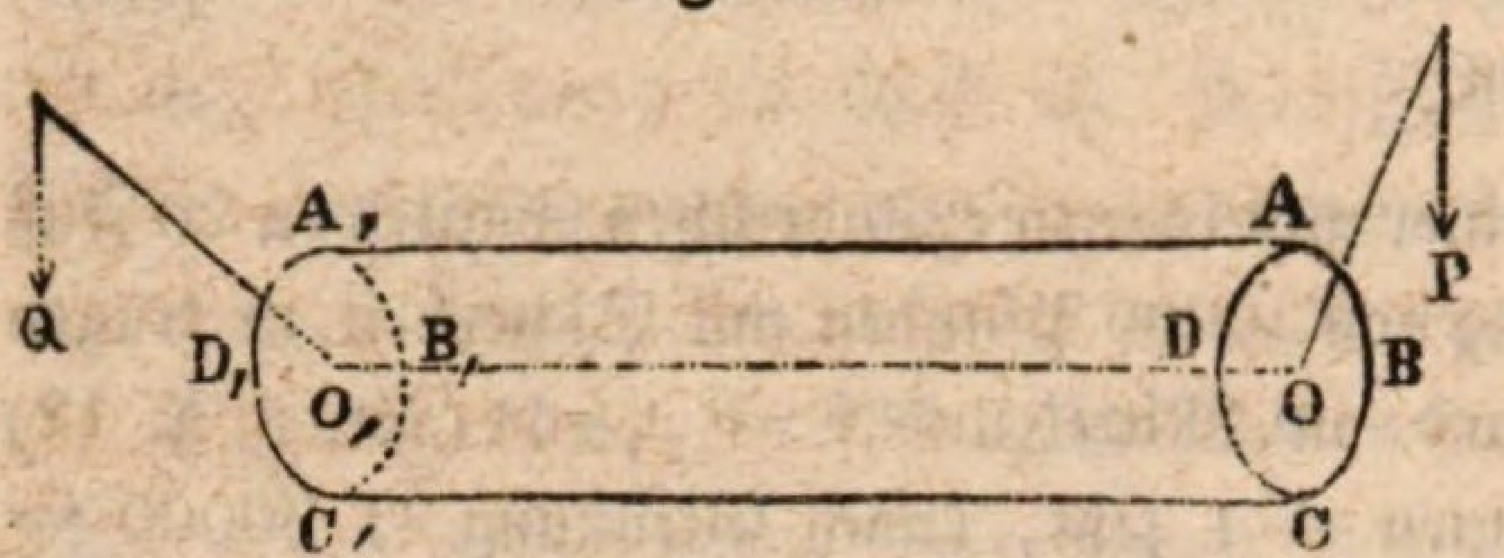


Fig. 24.



(Fig. 24) zwei Kräfte P und Q, deren Richtungen in zwei verschiedenen, jedoch auf die geometrische Achse desselben normalen Ebenen liegen, in solcher Weise ein, daß sie den Körper nach entgegengesetzten Richtungen um seine Achse zu drehen suchen, so wird derselbe, wenn man sich ihn aus geradlinigen, parallel zur Achse neben- und aneinander gelagerten Fasern bestehend denkt, da er sich in beiden obangeführten Fällen um seine geometrische Achse nicht drehen kann, verdreht, d. h. die ursprünglich parallel zur Achse gelegenen Fasern werden verschoben, und der Spirale ähnliche Linien bilden. So werden z. B. die Endpunkte D und B der Fasern DD_1 und BB_1 nach dem Verdrehen die Lagen d und b, und die Fasern selbst die Form dD_1 und bB_1 annehmen. Dasselbe geschieht nun mit allen andern Fasern des Körpers, und es wird eine cylindrische Faserschichte vorhanden sein, in der die Fasern gekrümmt sein werden, deren Länge aber der ursprünglichen gleich bleibt; während die in der Nähe der geometrischen Achse des Körpers liegenden Fasern verdreht und verkürzt, die näher der Oberfläche desselben liegenden aber verdreht und verlängert sein werden. Die Endflächen des Körpers werden demnach in Folge der Verdrehung windschief sein.

Ist die verdrehende Kraft nur gering, liegen also die durch die Verdrehung des Körpers bewirkten Verlängerungen und Verkürzungen der Fasern noch innerhalb der Elasticitätsgrenze, so wird der Körper nach Wegnahme der verwindenden Kraft seine ursprüngliche Form wieder annehmen. Ist aber die Intensität der Kraft so groß, daß diese Verlängerungen und Verkürzungen der Fasern, somit die Verdrehung des Körpers die Elasticitätsgrenze übersteigt, so wird die Formänderung desselben bleibend, und es tritt endlich, wenn die Kraft fortwährend an Intensität zunimmt, bei einer gewissen, für jedes Materiale, aus dem der stabförmige Körper besteht, verschiedenen Intensität der Kraft der Bruch ein, indem zunächst diejenigen Fasern des Körpers zerrissen werden, welche am weitesten von der geometrischen Achse des Körpers entfernt liegen, da für diese die Verschiebung bezüglich der, der Achse näher liegenden Fasern, also auch die Verlängerung am größten sein wird.

Von einem Körper, welcher von einer oder mehreren Kräften auf die vorerklärte Weise in Anspruch genommen wird, sagt man, er werde auf Drehung oder Torsion in Anspruch genommen; und da der Körper dieser, durch die Verdrehung entstehenden Formänderung einen Widerstand entgegensetzt,

so nennt man diesen den **Widerstand gegen Torsion.** Tritt bei einer derartigen Einwirkung einer Kraft auf einen stabförmigen Körper der Bruch ein, so sagt man, der Körper wurde **abgewürgt**, und er wird in diesem Falle auf **Torsion bis zum Bruche** in Anspruch genommen. Den Widerstand, welchen der Körper der, bis zum Bruche fortgesetzten Verdrehung entgegensetzt, nennt man seine **Torsionsfestigkeit**, und die Zahl in Pfunden ausgedrückt, welche den auf einen Quadratzoll Querschnittsfläche bezogenen Widerstand mißt, gibt das **Maaß der Torsionsfestigkeit** desselben an; man nennt sie den **Torsionscoefficienten.** Den an der Stirnfläche des Körpers gemessenen Winkel endlich, welcher die Größe der Verdrehung der, von der geometrischen Achse am weitesten entfernten Fasern angibt (wie z. B. den Winkel **D O d** für die Faser **D D**), nennt man den **Verdrehungs-** oder **Torsions-Winkel.**

Es ist leicht einzusehen, daß die Größe der Verschiebung der Fasern, somit auch der Widerstand, welchen diese der Verschiebung entgegensetzen, von ihrer Entfernung von der geometrischen Achse des Körpers und von der Differenz der Drehungswinkel in zwei aufeinander folgenden Querschnitten desselben abhängt.

§. 28. **Bestimmung der Torsionsfestigkeit.** Bezeichnet man mit **P** die Intensität der Kraft, welche einen stabförmigen Körper auf Torsion bis zum Bruche in Anspruch nimmt, mit **R** die Länge des Hebelarmes, an dem die Kraft **P** wirkt und mit t den Torsionscoefficienten, so gibt die höhere Rechnung folgende Werthe für die dem Bruche entsprechenden Torsionsmomente:

a) für stabförmige Körper von kreisförmigem Querschnitte, dessen Durchmesser = d:

$$PR = t\frac{\pi}{16}d^3 \quad . \; . \; . \; (1;$$

b) für stabförmige Körper von ringförmigem Querschnitte, dessen äußerer Durchmesser d und innerer d, ist:

$$PR = t\frac{\pi}{16}\frac{d^4 - d_{,}^{4}}{d} \quad . \; . \; . \; (2;$$

c) für stabförmige Körper von rechteckigem Querschnitte, dem die Höhe h und Breite b entspricht:

$$PR = t\frac{1}{3}\frac{b^2\,h^2}{\sqrt{b^2+h^2}} \quad . \; . \; . \; (3; \text{ und}$$

d) für stabförmige Körper von quadratischem Querschnitte, wenn die Seite des Quadrates = h ist:

$$PR = t\frac{1}{3\sqrt{2}}h^3 \quad . \; . \; . \; (4.$$

Anmerkung. Aus diesen Formeln ersieht man, daß die Länge des Körpers, welcher durch eine Kraft auf Torsion bis zum Bruche in Anspruch genommen wird, keinen Einfluß hat auf das entsprechende Torsionsmoment, also auch auf den Widerstand, welchen der Körper dem Abwürgen entgegensetzt; diese Dimension

des Stabes wirkt nur auf den Verdrehungswinkel, welcher dem Bruche vorangeht, in dieser Weise ein, daß je größer dieselbe ist, um so größer der Verdrehungswinkel ausfallen muß.

§. 29. **Torsionsmoment innerhalb der Elasticitätsgrenze.** Wird aber ein stabförmiger Körper von der Länge l durch eine Kraft P, welche an einem Hebelsarme R wirkt, auf Torsion nur so stark in Anspruch genommen, daß die dadurch entstehende Verdrehung noch innerhalb der Elasticitätsgrenze liegt, und bezeichnet man mit φ den in Graden ausgedrückten Verdrehungswinkel und mit T eine der Elasticität des Materiales, aus welchem der Körper besteht, entsprechende Zahl, so findet man im Wege höherer Rechnung:

a) für stabförmige Körper von kreisförmigem Querschnitte vom Durchmesser d:

$$PR = \frac{\pi}{32} T \frac{\pi \varphi^0}{180^0} \frac{d^4}{l} \quad \ldots (5;$$

b) für Körper von ringförmigem Querschnitte von äußerem Durchmesser d und innerem d_1:

$$PR = \frac{\pi}{32} T \frac{\pi \varphi^0}{180^0} \frac{d^4 - d_1^4}{l} \quad \ldots (6;$$

c) für stabförmige Körper von rechteckigem Querschnitte, wenn derselbe die Höhe h und Breite b hat:

$$PR = \frac{1}{3} T \frac{\pi \varphi^0}{180^0} \frac{b^3 h^3}{l (b^2 + h^2)} \quad \ldots (7;$$

d) für Körper von quadratischem Querschnitte, wenn h die Seite des Quadrates ist:

$$PR = \frac{1}{6} T \frac{\pi \varphi^0}{180^0} \frac{h^4}{l} \quad \ldots (8.$$

Setzt man in der Gleichung 5 $l = 1$, $\varphi^0 = 360^0$ und $\frac{1}{4} \pi d^2 = 1$, also $d = \frac{2}{\sqrt{\pi}}$, so wird $PR = T$ und es ist sonach T das statische Moment derjenigen Kraft, welche einen cylindrischen Körper von ein Quadratzoll Querschnittsfläche und von der Länge = 1 Zoll um 360° zu verdrehen vermag. Diese Größe T, welche man **den Modul der Elasticität für Torsion** der Materialien nennt, steht zu dem Modul der Elasticität für Biegung der Körper in einer solchen Beziehung, daß $T = \frac{2}{5} M$ ist.

Anmerkung. Die Gleichungen 5, 6, 7 und 8 setzen uns in den Stand, durch Versuche den Modul der Elasticität für Torsion eines jeden stabförmigen Körpers zu bestimmen, wenn das Torsionsmoment PR und die Dimensionen des Körpers als gegebene Größen betrachtet werden; da man in diesem Falle nur noch den Verdrehungswinkel φ zu messen braucht, um mit Hilfe der gegebenen Daten aus vorbenannten Gleichungen den Werth von T berechnen zu können.

Es versteht sich von selbst, daß in den Formeln 1 bis 8 die linearen Dimensionen in Zollen und die Kräfte in Pfunden zu nehmen sind.

§. 30. **Torsionscoefficienten.** Die nachstehende Tabelle gibt die Werthe des Torsionscoefficienten und des Modul der Elasticität für Torsion für die am öftesten angewendeten Materialien.

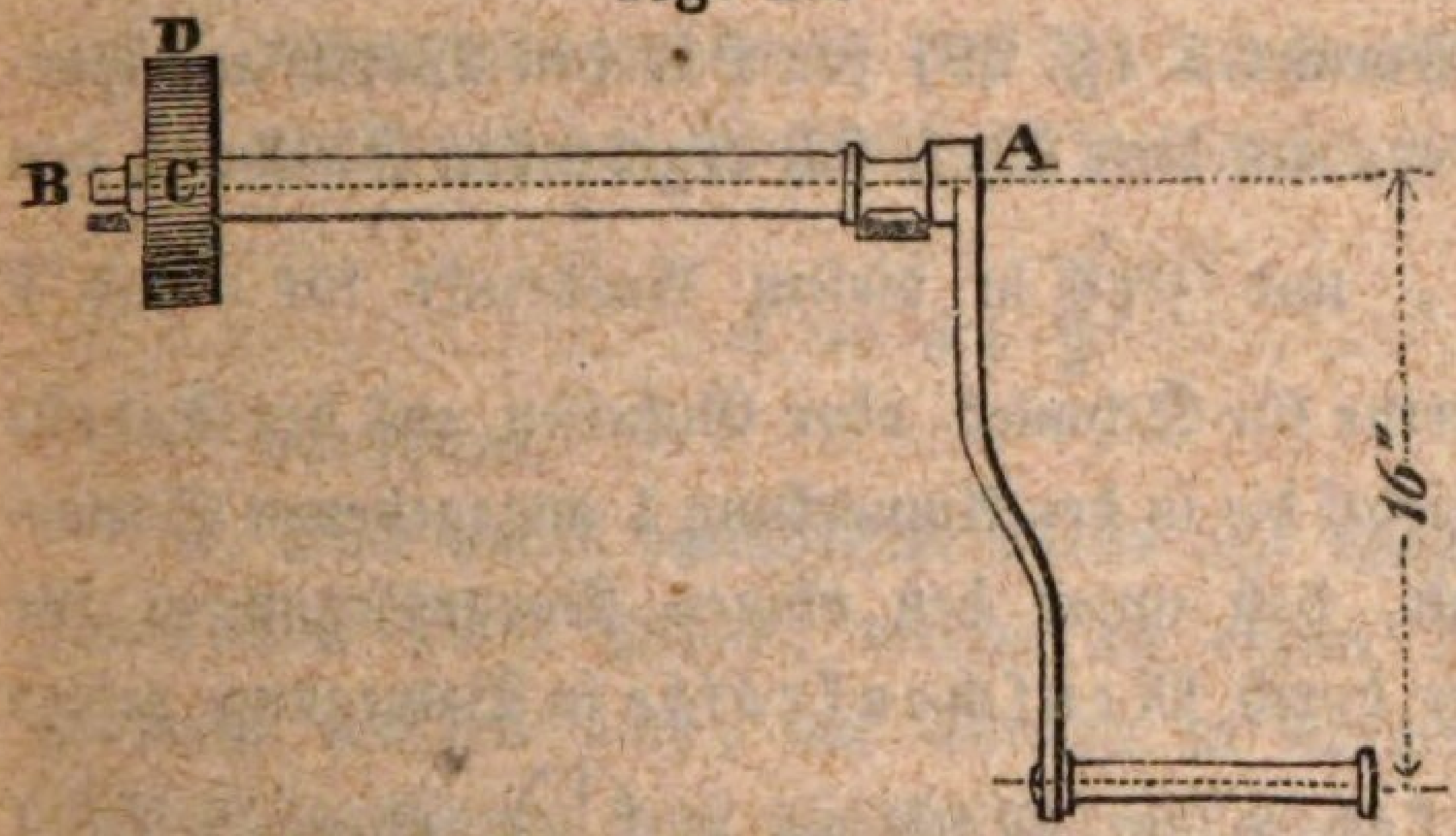
Tabelle.

Bezeichnung der Körper	Torsionscoefficient t	Modul der Elasticität für Torsion T
Holz	3000— 6000	460000—924000
Schmiedeisen	40000— 80000	7400000—12400000
Stahl	50000—100000	8600000—14800000
Gußeisen	30000— 60000	4500000—6400000

Sollen nun vermittelst der Formeln 1, 2, 3 und 4 (§. 28) für einen Körper von gegebenem Querschnitte das Torsionsmoment, oder für ein gegebenes Torsionsmoment die Querschnittsdimensionen des Körpers derart bestimmt werden, daß derselbe mit Sicherheit der ihn auf Torsion in Anspruch nehmenden Kraft zu widerstehen vermag, so muß man die Torsionscoefficienten t der vorstehenden Tabelle mit einem Sicherheitscoefficienten multipliziren, der je nach dem Grade der Sicherheit, welcher den Umständen gemäß nothwendig ist, zu $\frac{1}{50}$ bis $\frac{1}{10}$ angenommen werden soll.

§. 31. **Beispiele.** 1. Eine kurze schmiedeiserne cylindrische Achse AB soll in A mit einer Handkurbel und in dem Punkte C ihrer Länge mit einem Getriebe D versehen werden, welches in ein dazu gehöriges, auf einer anderen Achse befindliches Rad einzugreifen hat. Welchen Querschnitt muß diese Achse bekommen, wenn die Länge des Kurbelarmes zu 16 Zoll und die an der Kurbel wirkende Kraft, welche den auf den Umfang des Getriebes D reduzirten Widerstand zu überwinden hat, zu 40 Pfunde angenommen wird? — Da nach Tabelle des §. 30 der Torsionscoefficient für Schmiedeisen im Mittel = 60000 Pfde ist, so wird, wenn man den Sicherheitscoefficienten = $\frac{1}{25}$ setzt, nach Gleichung 1 (§. 28):

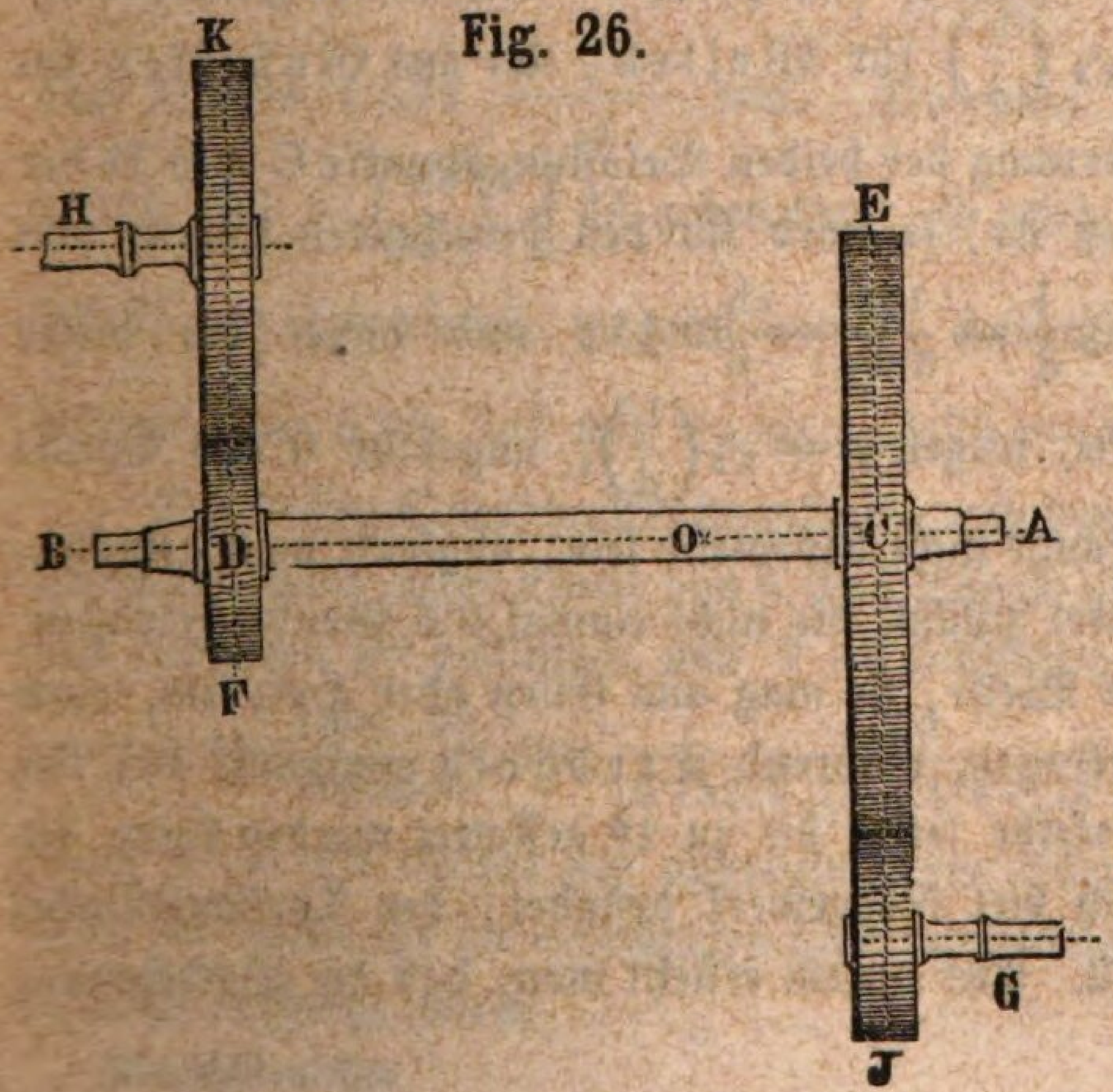
Fig. 25.



$$40 . 16 = \frac{1}{25} . 60000 . \frac{3 \cdot 142}{16} d^3$$ und daraus $d = 1 \cdot 11$ Zolle.

2. Eine kurze cylindrische Welle AB aus Gußeisen soll in den Punkten C und D mit zwei verzahnten Rädern E und F von den respectiven Radien von 5 und 15 Zollen versehen werden, in welche die, auf den Achsen G und H aufgekeilten Räder J und K eingreifen. Soll nun die Achse G die treibende und H die getriebene sein, und die von dem verzahnten Rade J auf das Rad E zu übertragende, auf den Umfang desselben reduzirte Kraft, welche den auf den Umfang des Rades F reduzirten Widerstand zu überwinden hat, 1000 Pfde betragen, so frägt es sich, welchen

Fig. 26.



Durchmesser diese Welle AB zu bekommen habe, wenn die Gewichte der beiden Räder E und F dieselbe nur sehr unbedeutend auf respective Festigkeit in Anspruch nehmen, man daher den Einfluß derselben auf die Welle in dieser Beziehung außer Acht lassen kann? — Nehmen wir den Torsionscoefficienten für Gußeisen nach Tabelle des §. 30 im Mittel zu 40000 Pfunde und den Sicherheitscoefficienten zu $\frac{1}{33}$ an, so muß nach Gleichung 1 (§. 28) : $1000 . 15 = \frac{1}{33} . 40000 . \frac{3 \cdot 142}{16} d^3$ und $d = 3 \cdot 98$ Zolle sein.

Anmerkung 1. Da die Achsen und Wellen sich durch Torsion nicht verkürzen und auch nicht zu stark vibriren dürfen, indem der erstere Umstand nachtheilig auf die Lagerung derselben einwirkt, der letztere hingegen in Verbindung mit dem ersteren bei der Übertragung der Kräfte durch Zahnräder einen mangelhaften Eingriff der Zähne und eine stoßende Bewegung herbeiführt, so muß man der Erfahrnng zu Folge für Achsen von Maschinen, die durch Menschenkräfte betrieben werden, den Sicherheitscoefficienten bei Berechnung der Querschnittsdimensionen nach den Formeln 1, 2, 3 und 4 (§. 28) zu $\frac{1}{25}$ oder $\frac{1}{18}$ annehmen, je nachdem das Materiale, aus welchem die Achsen bestehen, Schmied- oder Gußeisen ist; hingegen für Wellen von Maschinen, die durch Wasser- oder Dampfkräfte bewegt werden, denselben $= \frac{1}{50}$, wenn sie von Schmiedeisen, und $= \frac{1}{33}$, wenn sie von Gußeisen sind, setzen.

Anmerkung 2. Setzt man in der Formel 5 (§. 29) für PR den Werth aus Formel 1 (§. 28), bestimmt aus der, auf diese Weise sich ergebenden Gleichung den Torsionswinkel $\varphi = \frac{360}{\pi} \frac{t}{T} \frac{l}{d}$, und setzt in diesem Ausdrucke für t und T die entsprechenden mittleren Werthe für Schmied- oder Gußeisen aus der Tabelle des §. 30, berücksichtiget aber hiebei die in der Anmerkung 1 angegebenen Sicherheitscoefficienten, so findet man, daß unter den obigen Voraussetzungen für Achsen von Maschinen, die durch Menschenkräfte in Bewegung gesetzt werden, der Torsionswinkel φ im Mittel $= \frac{1}{30} \left(\frac{l}{d}\right)$ oder $\frac{1}{20} \left(\frac{l}{d}\right)$ sein wird, je nachdem das Materiale Schmied- oder Gußeisen ist; für Maschinen aber, die durch Wasser- oder Dampfkräfte betrieben werden, ergibt sich der Torsionswinkel $\varphi = \frac{1}{58} \left(\frac{l}{d}\right)$ für Wellen, die aus Schmiedeisen und $\varphi = \frac{1}{39} \left(\frac{l}{d}\right)$ für Wellen, die aus Gußeisen bestehen. — Nimmt man die Entfernung der beiden Belastungspunkte C und D der Welle AB (Fig. 26) zu 10 Fuß an, so wird für den berechneten Werth von $d = 3 \cdot 98$ Zolle, das Verhältniß $\frac{l}{d} = \frac{120}{3 \cdot 98} = 30 \cdot 15$, und daher der dieser Welle zukommende Torsionswinkel, wegen $\varphi = \frac{1}{39} \left(\frac{l}{d}\right)$, ungefähr 0·773 Grade betragen, also selbst bei dieser Länge nicht bedeutend sein, obgleich man gewöhnlich nur kleine Verdrehungswinkel zuläßt, die nicht einmal 0·5 Grade betragen. So soll der Torsionswinkel einer Welle, sie mag aus Eisen oder Holz sein, nach Gerstner nur 0·12 Grade betragen, während Tredgold annimmt, daß für eine accurate Bewegung derselbe selbst bis zu 1° gestattet werden kann, jedoch für Wellen, auf denen sich viel Räderwerk befindet, der Torsionswinkel 0·25 Grade nicht übersteigen soll. Aus diesem ersieht man, daß die Berechnung

der Querschnittsdimensionen der Achsen und Wellen nach den Formeln 1, 2, 3 und 4 (§. 28) nur für kleinere Längendimensionen derselben zulässig ist, daß es aber für größere Längen räthlicher ist, sich zur Berechnung der Querschnittsdimensionen der Formeln 5, 6, 7 und 8 (§. 29) zu bedienen, indem man den Torsionswinkel als eine im Voraus gegebene Größe betrachtet und ihn, zwischen 0·1 bis 0·6 Grade oder zu $\frac{l}{238}$ Grad für Gußeisen und zu $\frac{l}{360}$ Grad für Schmiedeeisen annimmt, wobei l in Zollen zu nehmen ist.

Anmerkung 3. Zur Berechnung der Durchmesser kurzer Wellen von kreisförmigem Querschnitte kann man sich auch der nachfolgenden, aus der Gleichung 1 (§. 28) leicht abzuleitenden Formel:

$$d = 6{\cdot}1 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \; . \; . \; . \; . \; (9$$

bedienen, wobei N den in Pferdekräften ausgedrückten Effekt, welchen die Welle übertragen soll, n die Anzahl der Umdrehungen, die derselben bei normalem Gange der Maschine zukommen und d den Durchmesser der Welle in Zollen bezeichnet. — Bei derselben Bezeichnung kann man den Durchmesser langer Transmissionswellen von kreisförmigem Querschnitte, wie z. B. der inneren Transmissionen der Spinnereien und Webereien, wenn man annimmt, daß der Torsionswinkel für dicke und dünne Wellen gleich groß und der Wellenlänge proportional ausfallen soll, nach der Formel:

$$d = 6{\cdot}1 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \; . \; . \; . \; . \; (10$$

berechnen.

3. Eine hohle cylindrische Welle aus Gußeisen von 8 Fuß Länge soll durch eine Kraft von 1500 Pfund, welche an einem Hebelsarme von 20 Zoll wirkend angebracht werden muß, auf Torsion in Anspruch genommen werden. Welche Querschnittsdimensionen muß dieselbe mit Rücksicht auf den nöthigen Grad der Sicherheit bekommen? — Bedient man sich zum Behufe der Berechnung der in Frage stehenden Dimensionen der Gleichung 2 (§. 28), und nimmt als mittleren Werth des Torsionscoefficienten für Gußeisen $\iota = 40000$ Pfund, und den Sicherheitscoefficienten (nach Anmerkung 1, Beispiel 2) zu $\frac{1}{3}$ an, so muß: $1500 . 20 = \frac{1}{3} . 40000 . \frac{3{\cdot}142}{16} . \frac{d^4 - d_1^4}{d}$ oder $198 = 1{\cdot}571 . \frac{d^4 - d_1^4}{d}$ sein. Da man dieser Gleichung die Form $198 = 1{\cdot}571 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right] d^3$ geben kann, so wird, wenn man die Wanddicke dieser hohlen Welle zu $\frac{1}{5}$ d annimmt, wegen $\frac{d_1}{d} = \frac{3}{5}$, sofort: $198 = 1{\cdot}571 \left[1 - \left(\frac{3}{5}\right)^4\right] d^3$, und daraus $d = 5{\cdot}25$ Zoll und $d_1 = \frac{3}{5} . 5{\cdot}25 = 3{\cdot}15$ Zoll.

Der diesen Querschnittsdimensionen und dem gegebenen Kraftmomente entsprechende Torsionswinkel dieser Welle von 8 Fuß Länge ist nach Gleichung 6 (§. 29), wenn man aus derselben φ^0 bestimmt, und $T = 5000000$ Pfund annimmt,

$\varphi^0 = 32 . \frac{1500 . 20}{5000000} . 96 . \frac{180}{(3{\cdot}142)^2 . [(5{\cdot}25)^4 - (3{\cdot}15)^4]}$, so daß nach durchgeführter Rechnung $\varphi = 0{\cdot}5$ Grade als approximativer Werth dieses Winkels gefunden wird, demnach die Welle für die berechneten Querschnittsdimensionen nicht über das zulässige Maaß hinaus verdreht wird.

Würde jedoch nur eine Verdrehung von 0·4 Graden als zulässig erklärt, so berechne man die Querschnittsdimensionen dieser Welle nach Gleichung 6 (§. 29). Nun ist für T = 5000000 Pfunde und wegen $\frac{\pi \varphi^0}{180} = 0{\cdot}00698$:

$$1500 . 20 = \frac{3{\cdot}142}{32} . 5000000 . 0{\cdot}00698 . \frac{d^4 - d_1^4}{96}, \text{ oder } 576 = 0{\cdot}684 \, [d^4 - d_1^4].$$

Gibt man dieser Gleichung die Form: $576 = 0{\cdot}684 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right] d^4$ und setzt, wie oben, die Wanddicke $= \frac{1}{5}\,d$, so wird, wegen $\frac{d_1}{d} = \frac{3}{5}$, $576 = 0{\cdot}684 \left[1 - \left(\frac{3}{5}\right)^4\right] d^4$ d. i. $5625 = 5{\cdot}814\, d^4$ und daraus $d = 5{\cdot}58$ und $d_1 = \frac{3}{5} . 5{\cdot}58 = 3{\cdot}35$ Zoll, sonach sich in diesem Falle nur eine unbedeutende Vergrößerung der Querschnittsdimensionen gegen die früheren ergibt.

4. Welche Querschnittsdimensionen müßte eine Welle AB (Fig. 26) aus Gußeisen erhalten, wenn die auf den Umfang des Rades E von 20 Zoll Halbmesser reduzirte Kraft, welche den auf den Umfang des Rades F reduzirt gedachten Widerstand zu überwinden hat, 1200 Pfund beträgt, das Gewicht des Rades E = 1000 Pfund, das Gewicht des Rades F = 400 Pfund sich ergibt, und die Länge der Welle vom Zapfenmittel A bis zum Zapfenmittel B gleich 12 Fuß, die Entfernung des Belastungspunktes C vom Zapfenmittel A = 18 Zoll und die Entfernung des Belastungspunktes D vom Punkte B = 12 Zoll angenommen wird? — Da diese Welle nicht nur durch die Kraft von 1200 Pfund auf Torsion, sondern überdieß noch durch die Gewichte der auf ihr befestigten Räder auf respective Festigkeit in Anspruch genommen werden soll, so müssen die Querschnittsdimensionen derselben eine solche Größe erhalten, daß sie weder über eine gewisse Grenze hinaus verdreht, noch auch zu stark gebogen wird. Um nun eine derartige Welle zu construiren, berechnet man zuerst die Querschnittsdimensionen, welche sie erhalten müßte, um der drehenden Kraft mit erforderlicher Sicherheit zu widerstehen, und bringt sodann an derselben noch eine Verstärkung von solcher Größe an, daß diese für sich allein im Stande ist, dem Biegungsmomente, welchem die Welle ausgesetzt ist, mit Rücksicht auf den nöthigen Grad der Sicherheit genügenden Widerstand zu leisten.

Nun ist für die gegebene Welle, wenn sie bloß der Torsion widerstehen soll, nach Gleichung 1 (§. 28), mit Berücksichtigung der Anmerkung 1 des Beispieles 2, und unter der Annahme eines kreisförmigen Querschnittes:

$1200 . 20 = \frac{1}{33} . 40000 . \frac{3{\cdot}142}{16} . d_1^3$ oder $792 = 7{\cdot}855\, d_1^3$, woraus $d_1 = 4{\cdot}65$ Zoll folgt.

Da aber diese Welle durch die, in den Punkten C und D anzubringenden Räder mit 1000 und 400 Pfunden belastet wird, so findet man die, von diesen Belastungen auf die Zapfen A und B resultirenden Drücke, wegen: $Q_1 . 144 = 1000\,(144 - 18) + 400 . 12$, $Q_1 = 908{\cdot}33$ Pfund und wegen $Q_1 + Q_2 = 1400$ Pfund, $Q_2 = 491{\cdot}67$ Pfund, folglich, wenn man den Abstand des Bruchpunktes O der Welle vom Zapfenwinkel A mit x bezeichnet, wegen: $908{\cdot}33\, x = 491{\cdot}67\,(144 - x)$, $x = 50{\cdot}57$ Zoll und somit das dieser Welle entsprechende Biegungsmoment $= 908{\cdot}33 . 50{\cdot}57 = 45934{\cdot}25$.

Soll die Verstärkung der Welle ringförmig gemacht werden, so hat man den äußeren Durchmesser einer cylindrischen Röhre, deren innerer Durchmesser $d_1 = 4{\cdot}65$ Zoll ist, zu bestimmen. Nun ist nach Nr. 6 des §. 12 für einen ringförmigen

Querschnitt $E = \frac{1}{32}\pi\,\frac{d^4 - d_1^4}{d}$, somit wird nach Gleichung 1 (§. 12), wenn man den Sicherheitscoefficienten zu $\frac{1}{12}$ annimmt, mit Rücksicht auf das obberechnete Biegungsmoment: $45934{\cdot}25 = \frac{1}{12} . 40000 . \frac{1}{32} . 3{\cdot}142 . \frac{d^4 - d_1^4}{d}$, d. i. $5512{\cdot}11 = 39{\cdot}275\ \frac{d^4 - d_1^4}{d}$ sein. Gibt man dieser Gleichung die Form:

$5512{\cdot}11 = 39{\cdot}275 \left[d^3 - \left(\frac{d_1}{d}\right) d_1^3\right]$, und substituirt für d_1^3 den Werth, so wird:

$5512{\cdot}11 = 39{\cdot}275\ d^3 - 100{\cdot}542 . \left(\frac{d_1}{d}\right)$ und daraus

$$d = \sqrt[3]{\left[140{\cdot}346 + 100{\cdot}542 \left(\frac{d_1}{d}\right)\right]}.$$

Da nun d von d_1 nicht bedeutend verschieden sein wird, so kann man d_1 als ersten approximativen Werth von d, also $\frac{d_1}{d} = 1$ setzen, und man erhält damit aus dem letzten Ausdrucke $d = 6{\cdot}222$ Zoll. Nimmt man ferner als zweiten Approximationswerth für d die eben gefundene Zahl, so findet man durch Substitution derselben in den obigen Ausdruck, wegen $d = \sqrt[3]{\left[140{\cdot}346 + 100{\cdot}542 . \frac{4{\cdot}65}{6{\cdot}222}\right]}$, $d = 5{\cdot}995$ Zoll, und auf eben diesem Wege durch nochmalige Annäherung an den wahren Werth: $d = 6{\cdot}02$ Zolle. Es muß demnach die in Frage stehende cylindrische Welle von kreisförmigem Querschnitte einen Durchmesser von 6·02 Zoll (wofür man 6 Zoll nehmen kann) erhalten, damit sie sowohl gegen Torsion, als auch gegen die Durchbiegung die erforderliche Festigkeit besitze.

Aus der vorstehenden Rechnung ist es ersichtlich, daß, da schon die erste Approximation, für welche $d = 6{\cdot}222$ Zolle gefunden wurde, einen hinlänglich richtigen Werth des äußeren Durchmessers der Welle gab, für die Praxis die weitere Annäherung nicht nothwendig ist.

Soll hingegen die Verstärkung, welche an der cylindrischen, bloß bezüglich der Torsion berechneten Welle vom Durchmesser $d_1 = 4{\cdot}65$ Zoll, anzubringen ist, durch Rippen geschehen, so berechne man ihre Querschnittsdimensionen derart, daß zwei in einer Ebene liegende Rippen für sich allein im Stande sein sollen, dem Biegungsmomente zu widerstehen, versieht aber die Welle überdieß noch mit zwei anderen, in einer auf der ersteren senkrecht stehenden Ebene liegenden Rippen, ohne jedoch ihren Querschnitt in Rechnung zu ziehen. Da aber nach Nr. 7 des §. 12 für den Querschnitt von zwei in einer Ebene liegenden Rippen, die in dem Abstande d_1 von einander sich befinden, $E = \frac{1}{6}\,\frac{b}{h}\,[h^3 - d_1^3]$ ist, (indem man nämlich d_1 statt h' setzt,) so wird, wenn man wieder den Sicherheitscoefficienten zu $\frac{1}{12}$ und den Brechungscoefficienten für Gußeisen zu 40000 Pfund annimmt, nach Gleichung 1 (§. 12):

$$45934{\cdot}25 = \frac{1}{12} . 40000 . \frac{1}{6} . \frac{b}{h}\,[h^3 - (4{\cdot}65)^3],$$

d. i.: $82{\cdot}681 = \frac{b}{h}\,[h^3 - 100{\cdot}542]$ und $h = \sqrt[3]{\left[100{\cdot}542 + 82{\cdot}681 \left(\frac{h}{b}\right)\right]}$.

Setzen wir nun beispielsweise das Verhältniß $\left(\frac{h}{b}\right) = 10$, so erhält man aus dem letztentwickelten Ausdrucke nach durchgeführter Rechnung für den Bruchpunkt der Welle, als Höhe der beiden in Rechnung gebrachten Rippen, mit Einschluß des Durchmessers der zwischen ihnen liegenden Torsionswelle $h = 9{\cdot}75$ und wegen $b = \frac{1}{10} h$, sofort $b = 0{\cdot}975$ Zoll.

Anmerkung. Wird das Gewicht einer derart berechneten Welle so bedeutend, daß dessen Einfluß auf die Biegung derselben nicht außer Acht gelassen werden kann, so bestimme man die Querschnittsdimensionen der Verstärkung der Welle nochmals mit Berücksichtigung dieses Gewichtes, indem man dasselbe auf eine ähnliche Weise, wie dieses in dem Beispiele 8 des §. 19 geschehen, in Rechnung bringt.

Zweites Kapitel.

Von den Widerständen der Bewegung.

§. 32. Arten dieser Widerstände. Da die Trägheit (das Beharrungsvermögen) eine allgemeine Eigenschaft der Körper ist, vermöge welcher keiner derselben seinen Zustand (sei es der Ruhe oder der Bewegung) selbstthätig zu ändern vermag, die Erfahrung aber lehrt, daß die Geschwindigkeiten der in Bewegung befindlichen Körper abnehmen, wenn die diese Bewegungen erzeugenden Kräfte zu wirken aufhören, so daß endlich nach kürzerer oder längerer Bewegungsdauer die Körper zur Ruhe kommen, so müssen äußere Ursachen vorhanden sein, welche jede Abänderung oder Vernichtung der Bewegung hervorbringen. Diese äußeren, der Bewegung entgegenwirkenden Ursachen, welche nur so lange dauern, als die Bewegung überhaupt dauert, die demnach für ruhende Körper nicht vorhanden sind, nennt man die **Widerstände der Bewegung.** Diese Widerstände sind: 1. der Widerstand, welcher sich der Bewegung eines Körpers auf der Oberfläche eines anderen entgegensetzt, man nennt ihn den **Widerstand der Reibung**; 2. der Widerstand, welcher sich äußert, wenn sich ein fester Körper in einem flüssigen bewegt, er wird der **Widerstand des Mittels** genannt, und endlich 3. der durch die Steifigkeit eines Seiles während der Bewegung entstehende Widerstand, welcher der **Widerstand der Steifigkeit des Seiles** genannt wird.

1. Von dem Widerstande der Reibung.

§. 33. Begriff des Widerstandes der Reibung. Alle materiellen Körper bilden, selbst wenn sie polirt sind, nie vollkommen glatte Flächen, sondern sind an ihrer Oberfläche stets mit sehr kleinen Erhöhungen und Vertiefungen versehen, die oft weder durch das Gefühl erkannt werden können, noch auch für das unbewaffnete Auge sichtbar sind. Findet nun zwischen

zwei solchen Körpern eine, durch ihr eigenes Gewicht oder durch eine Kraft hervorgebrachte innige Berührung Statt, so greifen die Erhöhungen der Berührungsfläche des einen Körpers in die correspondirenden Vertiefungen des anderen und umgekehrt ein, und es ist einleuchtend, daß ein Aufeinandergleiten der Körper nur möglich wird, wenn die Erhöhungen der Berührungsflächen der beiden Körper übereinander wie über schiefe Flächen hinweggehen, (welches jedoch nur bei geringen Pressungen Statt finden kann), oder aber, wenn dieselben, unter Voraussetzung eines großen Druckes umgebogen oder abgebrochen werden; daher die Größe des dadurch in der Richtung der Berührungsebene entstehenden Widerstandes nicht nur von dem Grade der Glätte der Flächen, sondern auch von der materiellen Beschaffenheit der Körper abhängt.

Dieser Widerstand äußert sich nicht nur im Beginne, sondern auch in jedem Augenblicke der Bewegung, so daß demnach nicht nur eine Kraft nothwendig ist, um den einen Körper auf der Oberfläche des zweiten aus dem Zustande der Ruhe in den der Bewegung zu versetzen, sondern auch, um ihn auf dem anderen in Bewegung zu erhalten. Man nennt denjenigen Widerstand, welcher sich der Bewegung eines Körpers auf der Oberfläche eines anderen bei dem Übergange aus dem Zustande der Ruhe in den der Bewegung entgegensetzt, die **Reibung von der Ruhe** aus, und diesen, welcher während der fortdauernden Bewegung derselben entgegenwirkt, die **Reibung während der Bewegung**.

Anmerkung. Der Reibungswiderstand ist eigentlich die Summe zweier Größen, nämlich des Betrages der Adhäsion zwischen den zwei sich berührenden Körpern und der Größe der eigentlichen Reibung. Da aber die Adhäsion unabhängig ist von der Größe der, zwischen den zwei sich reibenden Körpern Statt findenden Pressung und nur mit der Größe der Berührungsfläche zunimmt, so influirt sie nur dann auf den Reibungswiderstand merklich, wenn diese Pressungen klein sind; bei großen Pressungen hingegen kann sie als zu unbedeutend außer Acht gelassen werden.

Man unterscheidet zwei Arten der Reibung, nämlich die **gleitende** und die **rollende** oder **wälzende**; eine Abart der gleitenden Reibung ist die **drehende**. Die gleitende Reibung tritt ein, wenn ein Körper über einem anderen derart bewegt wird, daß alle Punkte desselben zu einander parallele Linien beschreiben; hingegen entsteht die rollende Reibung durch die fortschreitende Bewegung eines, um seine geometrische Achse sich drehenden Körpers auf einem anderen. Die drehende Reibung findet Statt, wenn ein um seine geometrische Achse rotirender oder oscillirender, aber seinen Ort nicht verändernder Körper gegen die Oberfläche eines anderen angedrückt wird.

a) Von der gleitenden Reibung.

§. 34. Erfahrungsgesetze. Die Gesetze, welche sich für die gleitende Reibung aus zahlreichen Versuchen ergeben haben, sind folgende:

1. Zur Bestimmung des Reibungswiderstandes läßt sich nur dann ein einfacheres Gesetz aufstellen, wenn die Berührungsflächen der sich reibenden Körper einen gewissen Grad der Glätte besitzen, die Pressungen zwischen denselben so bedeutend sind, daß die Adhäsion nur einen geringen Einfluß auf den Reibungswiderstand hat, und durch die Reibnng weder eine merkliche Erwärmung, noch Abnützung eintritt.

2. Der Reibungswiderstand hängt von der materiellen Beschaffenheit der sich reibenden Körper und von dem Zustande ihrer Berührungsflächen ab.

Anmerkung. So z. B. ist nach den Versuchen der Reibungswiderstand von Holz auf Holz geringer, wenn sich die Fasern durchkreuzen, als wenn sie parallel liegen; härtere Metalle geben meistens eine geringere Reibung, als wenn sich weiche Metalle auf einander bewegen; für härtere Metalle, wenn sie auf weicheren gleiten, ist die Reibung geringer als im umgekehrten Falle; Öl und Feuchtigkeit vermehren die Reibung der Hölzer, während Seife, Talg und Graphit dieselbe vermindern; durch das Einschmieren der sich reibenden Flächen der Metalle mit Öl oder Schweinefett wird die Reibung vermindert u. s. w.

3. Der Reibungswiderstand ist bei dem Beginne der Bewegung nach einer längeren Ruhezeit stets größer, als während der Bewegung.

Anmerkung. Diese Erscheinung kann man sich dadurch erklären, daß bei einer längeren Ruhezeit die Erhöhungen der Berührungsflächen der sich reibenden Körper mehr Zeit haben, in die entsprechenden Vertiefungen derselben einzudringen, daher durch diesen Umstand der Widerstand der Reibung größer werden muß.

4. Der Reibungswiderstand ist von der Größe der Berührungsflächen unabhängig, wenn dieselben so groß sind, daß weder eine merkliche Erwärmung, noch eine auffallende Abnützung erfolgen kann.

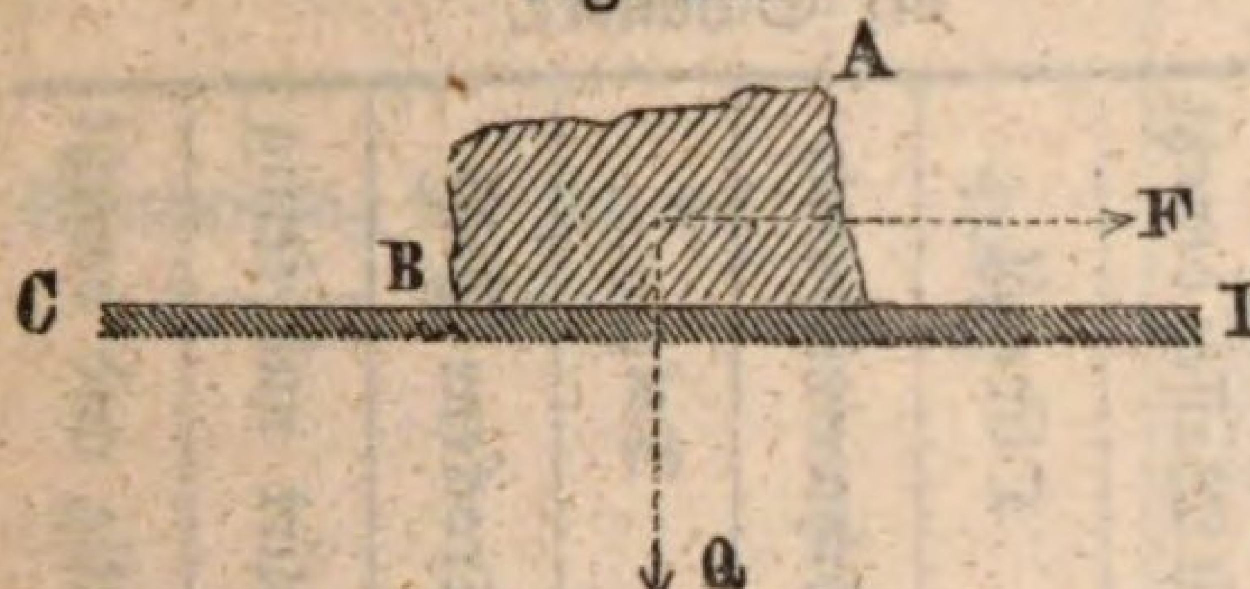
Anmerkung. Dieser Erfahrungssatz ist leicht erklärlich, wenn man bedenkt, daß bei kleinen Berührungsflächen der, von einer gewissen Pressung auf die Flächeneinheit derselben kommende Druck zwar eine größere Reibung erzeugt, als diejenige ist, die von dem auf die Flächeneinheit größerer Berührungsflächen für dieselbe Pressung herrührenden Drucke entsteht, daß aber in dem ersteren Falle die Berührungsflächen weniger Flächeneinheiten enthalten, als im letzteren, daher die Totalreibung dieselbe bleibt.

5. Die Geschwindigkeit übt auf den Reibungswiderstand keinen Einfluß, wenn dieselbe nur nicht so groß ist, daß in Folge deren eine merkliche Erwärmung oder Abnützung erfolgt.

Anmerkung. Dieses Gesetz läßt sich durch den Umstand begründen, daß bei einer größeren Geschwindigkeit die Erhabenheiten der Berührungsflächen wegen der kürzeren Berührungsdauer der einzelnen Punkte derselben nicht so tief in die entsprechenden Vertiefungen eindringen können, als dieses bei einer längeren Berührungsdauer, also bei einer kleineren Geschwindigkeit geschehen könnte. Übrigens gilt dieses Erfahrungsgesetz nur für mäßige Geschwindigkeiten.

6. Der Reibungswiderstand ist unter den bis jetzt gemachten Voraussetzungen dem, zwischen den sich reibenden Flächen Statt findenden normalen Drucke proportional.

Fig. 27.



§. 35. **Bestimmung des Widerstandes der gleitenden Reibung.** Bezeichnen Q und Q_1 die normalen Kräfte, welche einen Körper **AB** nach einander gegen seine horizontale Unterlage **CD** andrücken und **F** und F_1 die diesen Normaldrücken entsprechenden Reibungswiderstände, so muß nach Nr. 6 des vorhergehenden Paragraphes $F : F_1 = Q : Q_1$ sich verhalten, woraus $F = \frac{F_1}{Q_1} Q$ folgt. Da nun der Quotient $\frac{F_1}{Q_1}$ für Körper von derselben materiellen Beschaffenheit, und von demselben Zustande der Berührungsflächen eine constante Größe ist, so wollen wir ihn der Einfachheit halber mit f bezeichnen, wodurch sofort:

$$F = f\,Q \ldots. \quad (1$$ wird;

dabei ist **F** die Kraft, welche parallel zu der gemeinschaftlichen Berührungsfläche von zwei sich reibenden Körpern wirken muß, um ein Gleiten der beiden Flächen auf einander hervorzubringen, also den Reibungswiderstand zu überwinden, f aber der, für die Einheit des normalen Druckes entfallende Reibungswiderstand, welchen man den **Reibungscoefficienten** nennt.

§. 36. **Reibungscoefficienten.** Aus dem Vorstehenden folgt, daß der Reibungscoefficient für Körper von verschiedener materiellen Beschaffenheit und verschiedenem Zustande der Reibungsflächen verschieden sein wird, und durch Versuche ermittelt werden muß. Nachstehende zwei Tabellen enthalten die Reibungscoefficienten für die im praktischen Leben am meisten in der Anwendung stehenden Körper, und zwar die erstere Tabelle diese Coefficienten für die Bewegung von der Ruhe aus, und die letztere für die fortdauernde Bewegung.

Tabelle I.

Reibungscoefficienten von der Ruhe aus.

Benennung der sich reibenden Körper	Werth	Zustand der Reibungsflächen und Gattung der Schmiere.							
		Trocken	Mit Wasser benetzt	Olivenöl	Schweinschmalz	Talg	Trockene Seife	Polirt und fettig	Fettig und benetzt
Holz auf Holz . . .	kleinster	0·30	0·65	—	—	0·14	0·22	0·30	—
	mittlerer	0·50	0·68	—	0·21	0·19	0·36	0·35	—
	größter	0·70	0·71	—	—	0·25	0·44	0·40	—
Metall auf Metall . .	kleinster	0·15	—	0·11	—	—	—	0·12	—
	mittlerer	0·18	—	0·12	0·10	0·11	—	0·15	—
	größter	0·24	—	0·16	—	—	—	0·17	—
Holz auf Metall oder umgekehrt	mittlerer	0·60	0·65	0·10	0·12	0·12	—	0·10	—
Hanf in Seilen, Zöpfen oder Gurten auf Holz . .	kleinster	0·50	—	—	—	—	—	—	—
	mittlerer	0·63	0·87	—	—	—	—	—	—
	größter	0·80	—	—	—	—	—	—	—
Starkes Sohlenleder für Liederungen auf Holz oder Gußeisen, hochkantig	—	0·43	0·62	0·12	—	—	—	—	0·27
Starkes Sohlenleder für Liederungen auf Holz oder Gußeisen, flach .	—	0·62	0·80	0·13	—	—	—	—	—
Riemen von schwarzem Leder über Trommeln von Holz .	—	·47	—	—	—	—	—	—	—
Riemen von schwarzem Leder über Trommeln von Gußeisen	—	0·54	—	—	—	—	—	0·28	0·38
Steine oder Ziegeln auf Steinen	kleinster	0·67	—	—	—	—	—	—	—
	größter	0·75	—	—	—	—	—	—	—
Schmiedeisen auf Steinen	kleinster	0·42	—	—	—	—	—	—	—
	größter	0·49	—	—	—	—	—	—	—
Hirnholz auf Steinen .	kleinster	0·63	—	—	—	—	—	—	—
	größter	0·64	—	—	—	—	—	—	—

Tabelle II.

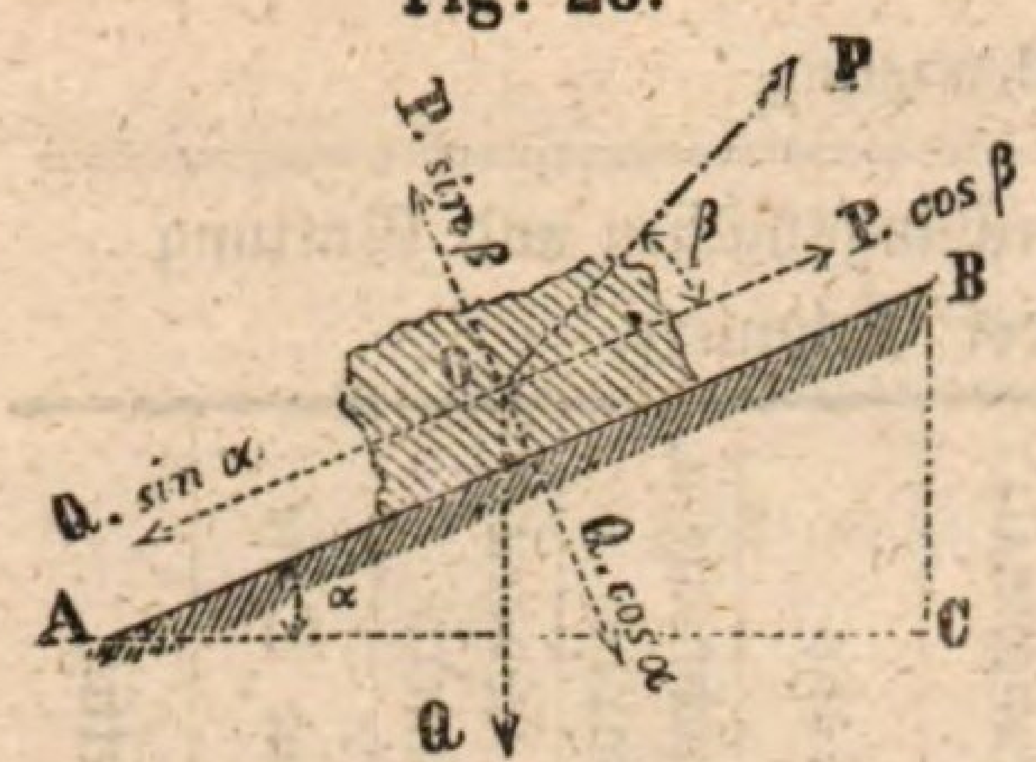
Reibungscoefficienten während der Bewegung.

Benennung der sich reibenden Körper	Werth	Zustand der Reibungsflächen und Gattung der Schmiere. Trocken	Mit Wasser benetzt	Olivenöl	Schweinschmalz	Talg	Schweinschmalz u. Graphit	Reine Wagenschmiere	Trockene Seife	Fettig
Holz auf Holz . .	kleinster	0·20	—	—	0·06	0·06	—	—	0·14	0·08
	mittlerer	0·36	0.25	—	0·07	0·07	—	—	0·15	0·12
	größter	0·48	—	—	0·07	0·08	—	—	0·16	0·15
Metall auf Metall	kleinster	0·15	—	0·06	0·07	0·07	0·06	0·12	—	0·11
	mittlerer	0·18	0·31	0·07	0·09	0·09	0·08	0·15	0.20	0·13
	größter	0·24	—	0·08	0·11	0·11	0·09	0·17	—	0·17
Holz auf Metall oder umgekehrt . .	kleinster	0·20	—	0·05	0·07	0·06	—	—	—	0·10
	mittlerer	0·42	0·24	0·06	0·07	0·08	0·08	0·10	0·20	0·14
	größter	0·62	—	0·08	0·08	0·10	—	—	—	0·16
Hanfseile u. Hanfgurten auf Eichenholz	—	0·52	0·33	—	—	—	—	—	—	—
Hanfseile u. Hanfgurten auf Gußeisen	—	—	—	0·15	—	0·19	—	—	—	—
Sohlenleder auf Holz oder Metall flach aufliegend roh .	—	0·54	0·36	0·16	—	0·20	—	—	—	—
Sohlenleder auf Holz oder Metall flach aufliegend geklopft	—	0·30	—	—	—	—	—	—	—	—
Sohlenleder auf Holz oder Metall flach aufliegend fettig	—	—	0·25	—	—	—	—	—	—	—
Sohlenleder mit der Kante für Kolbenliederung trocken	—	0·34	0·31	0·14	—	0·14	—	—	—	—
Sohlenleder mit der Kante für Kolbenliederung fettig	—	—	0·24	—	—	—	—	—	—	—
Schmideisen auf weichem Stein	—	0·69	—	—	—	—	—	—	—	—
Schmideisen auf hartem Stein	—	0·24	0·29	—	—	—	—	—	—	—
Hirnholz auf Stein .	—	0·38	—	—	—	—	—	—	—	—
Harter Stein auf . . weichem	—	0·67	—	—	—	—	—	—	—	—
Harter Stein auf . . hartem	—	0·38	—	—	—	—	—	—	—	—
Weicher Stein auf weichem oder hartem .	—	0·64	—	—	—	—	—	—	—	—

Der Reibungscoefficient für einen Schlitten mit hölzernen Kufen auf einer glatten Holz- oder Steinbahn ist in ungeschmiertem Zustande = 0·38, geschmiert mit trockener Seife = 0·15, geschmiert mit Talg = 0·07, und auf einer guten Schneebahn = 0·035. Für Schlitten mit stählernen Kufen auf gefrorenem Schnee oder Eis ist der Reibungscoefficient = 0·02.

§. 37. Reibung auf der schiefen Ebene. Ist AB eine gegen den

Fig. 28.



Horizont unter dem Winkel α geneigte Ebene von der Höhe BC und Basis AC, und soll ein Körper vom Gewichte Q durch eine, unter dem Zugwinkel β gegen die schiefe Ebene auf den Körper wirkende Kraft P, deren Richtung durch den Schwerpunkt O desselben geht, auf dieser hinaufgezogen werden, so zerlege man Q in die zwei, unter einem rechten Winkel gegen einander und auf den Punkt O wirkenden Seitenkräfte $Q \cos \alpha$ und $Q \sin \alpha$, und auf gleiche Weise P in die Seitenkräfte $P \cos \beta$ und $P \sin \beta$, von denen $Q \cos \alpha$ und $P \sin \beta$ normal gegen die schiefe Ebene AB, hingegen die Seitenkräfte $Q \sin \alpha$ und $P \cos \beta$ parallel zu derselben wirken. Da nun $[Q \cos \alpha - P \sin \beta]$ den Normaldruck gegen diese schiefe Ebene mißt, so ist, wenn f den entsprechenden Reibungscoefficienten der gleitenden Reibung bezeichnet, der Reibungswiderstand
$= f[Q \cos \alpha - P \sin \beta]$, und es muß für den Zustand des Gleichgewichtes die Gleichung:

$$P \cos \beta = Q \sin \alpha + f[Q \cos \alpha - P \sin \beta]$$

bestehen, weil die Seitenkraft $P \cos \beta$ einestheils das, von dem Gewichte Q des Körpers herrührende Bestreben längs der schiefen Ebene hinabzugleiten, anderentheils aber den Betrag der Reibung, welche durch die Bewegung dieses Körpers auf der schiefen Ebene rege wird, zu überwinden hat.

Aus der vorstehenden Gleichung folgt: $P[\cos \beta + f \sin \beta] = Q[\sin \alpha + f \cos \alpha]$ und daraus:

$$\frac{P}{Q} = \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \beta + f \sin \beta} \quad \ldots (2$$

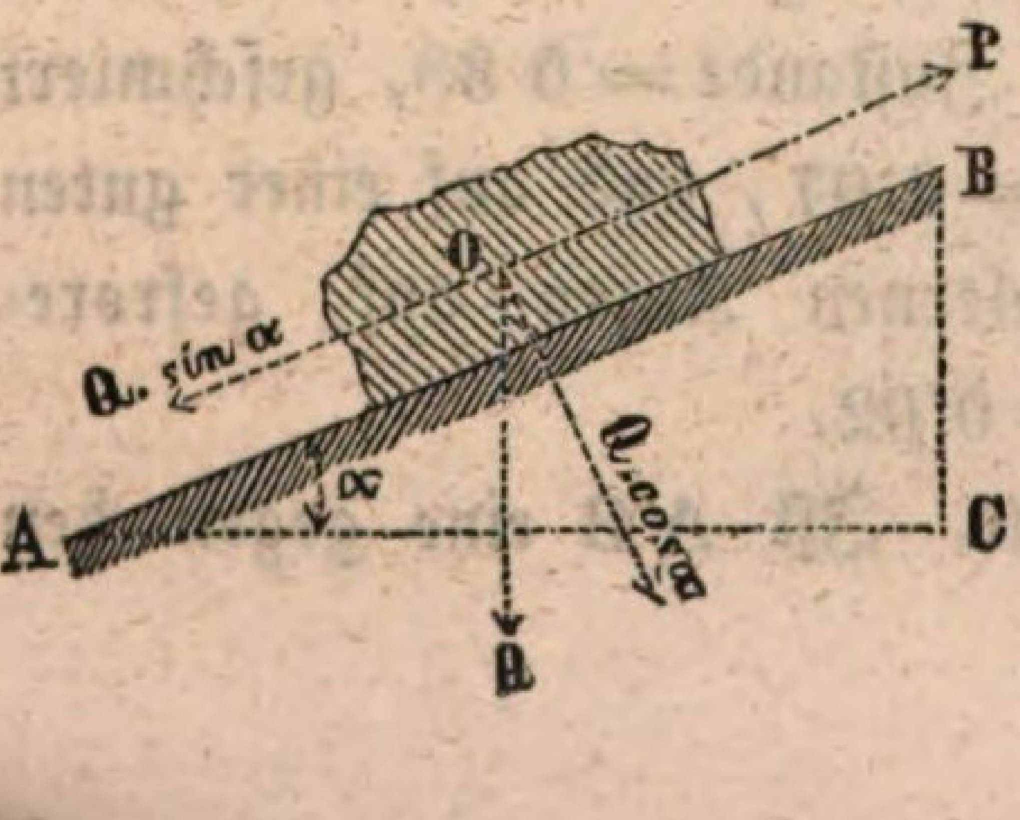
Soll hingegen die Kraft P den auf der schiefen Ebene AB befindlichen Körper bloß am Herabgleiten längst dieser hindern, so muß, da jetzt der Reibungswiderstand im Sinne dieser Kraft wirkt, für diesen Fall unter Voraussetzung des Gleichgewichtszustandes:
$P \cos \beta + f[Q \cos \alpha - P \sin \beta] = Q \sin \alpha$ sein, woraus $P[\cos \beta - f \sin \beta] = Q[\sin \alpha - f \cos \alpha]$ und daher:

$$\frac{P}{Q} = \frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\cos \beta - f \sin \beta} \quad \ldots (3$$

folgt, welche Relation aus der vorigen 2 erhalten wird, wenn man in dieser f negativ nimmt.

Wäre die Richtung der Kraft P in den beiden eben angeführten Fällen zu der schiefen Ebene AB parallel, also $\beta = 0$, so folgt aus den Relationen 2 und 3:

Fig. 29.



$$\frac{P}{Q} = \sin \alpha + f \cos \alpha \ldots (2^a$$

$$\text{und } \frac{P}{Q} = \sin \alpha - f \cos \alpha \ldots (3_a$$

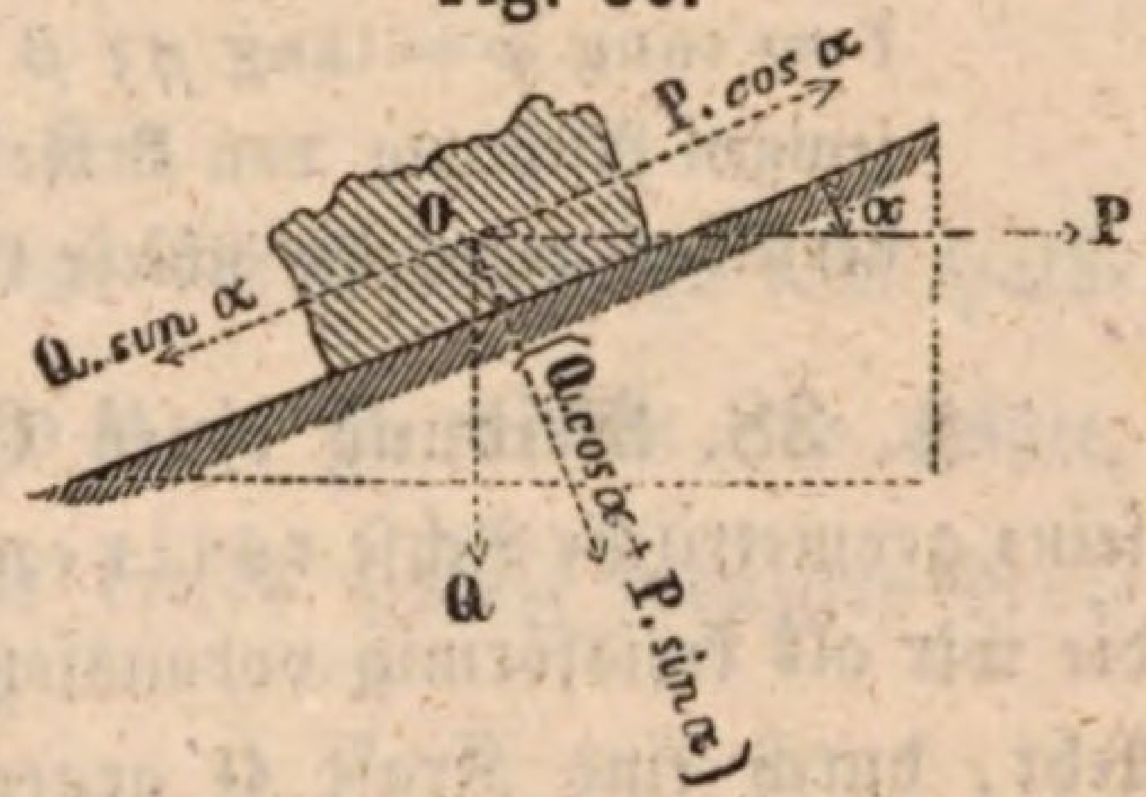
Würde aber die Kraft P horizontal wirken, so müßte, da in diesem Falle der von ihrer

Richtung und der schiefen Ebene eingeschlossene Winkel von der absoluten Größe α, nach einer, der früheren entgegengesetzten Richtung zu messen ist, $\beta = -\alpha$ gesetzt werden, womit aus den vorentwickelten Relationen 2 und 3

$$\frac{P}{Q} = \frac{\sin\alpha + f\cos\alpha}{\cos\alpha - f\sin\alpha} = \frac{\text{tang}\,\alpha + f}{1 - f\,\text{tang}\,\alpha} \ldots (2_b$$

und $$\frac{P}{Q} = \frac{\sin\alpha - f\cos\alpha}{\cos\alpha + f\sin\alpha} = \frac{\text{tang}\,\alpha - f}{1 + f\,\text{tang}\,\alpha} \ldots (3_b$$ folgt.

Fig. 30.



Soll der Körper von selbst, also ohne Zuthun einer erhaltenden Kraft, auf der schiefen Ebene **AB** liegen bleiben, so folgt aus der Relation 3_a, da für diesen Fall $P = 0$ gesetzt werden muß,

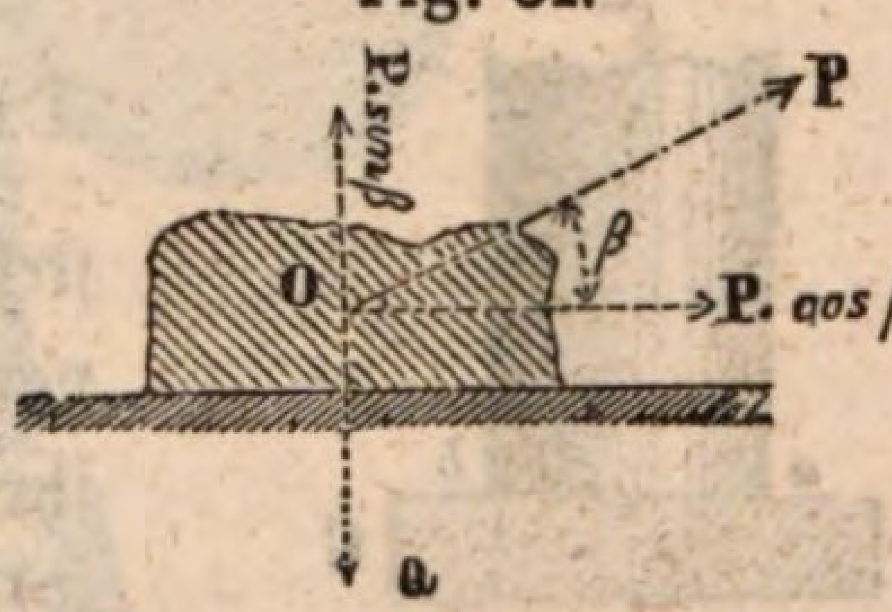
$$\sin\alpha - f\cos\alpha = 0,$$

also wegen $f = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} = \text{tang}\,\alpha$,

$\alpha = \text{arc. tang. } f$, d. h. es müßte der Neigungswinkel der schiefen Ebene eine solche Größe erhalten, daß die trigonometrische Tangente dieses Winkels dem Reibungscoefficienten gleich wird, in welchem Falle man diesen Winkel den **Reibungswinkel** nennt.

Sollte endlich ein Körper vom Gewichte Q auf einer horizontalen Bahn **AB** durch eine unter einem Winkel β gegen dieselbe wirkende Kraft **P**, deren Richtung durch den Schwerpunkt **O** des Körpers geht, bewegt werden, so setze man in der Relation 2 den Winkel $\alpha = 0$, wodurch man

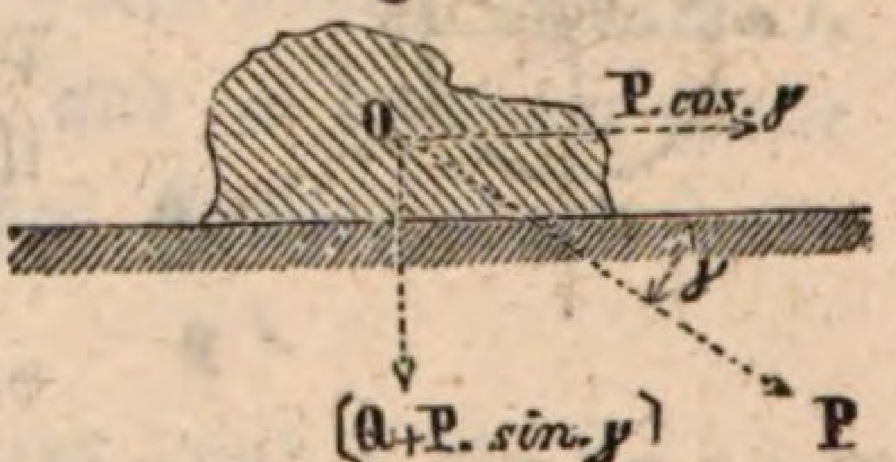
Fig. 31.



$$\frac{P}{Q} = \frac{f}{\cos\beta + f\sin\beta} \ldots 2_c,$$

und wenn diese Kraft **P** unter einem Winkel γ gegen die horizontale Bahn nach abwärts wirken würde, wegen $\beta = -\gamma$ aus der vorstehenden Relation:

Fig. 32.



$$\frac{P}{Q} = \frac{f}{\cos\gamma - f\sin\gamma} \ldots (2_d,$$

da in diesem Falle die Seitenkraft $P \sin\beta$ den Normaldruck gegen die horizontale Ebene **AB** vermehrt, während sie im vorerwähnten Falle denselben um dieselbe Größe vermindert hat.

Anmerkung. 1. Würde die Kraft **P** parallel zu der horizontalen Bahn wirken, so folgt aus 2_c wegen $\beta = 0$: $\frac{P}{Q} = f$, in welchem Falle die Kraft **P** die Größe des Reibungswiderstandes mißt.

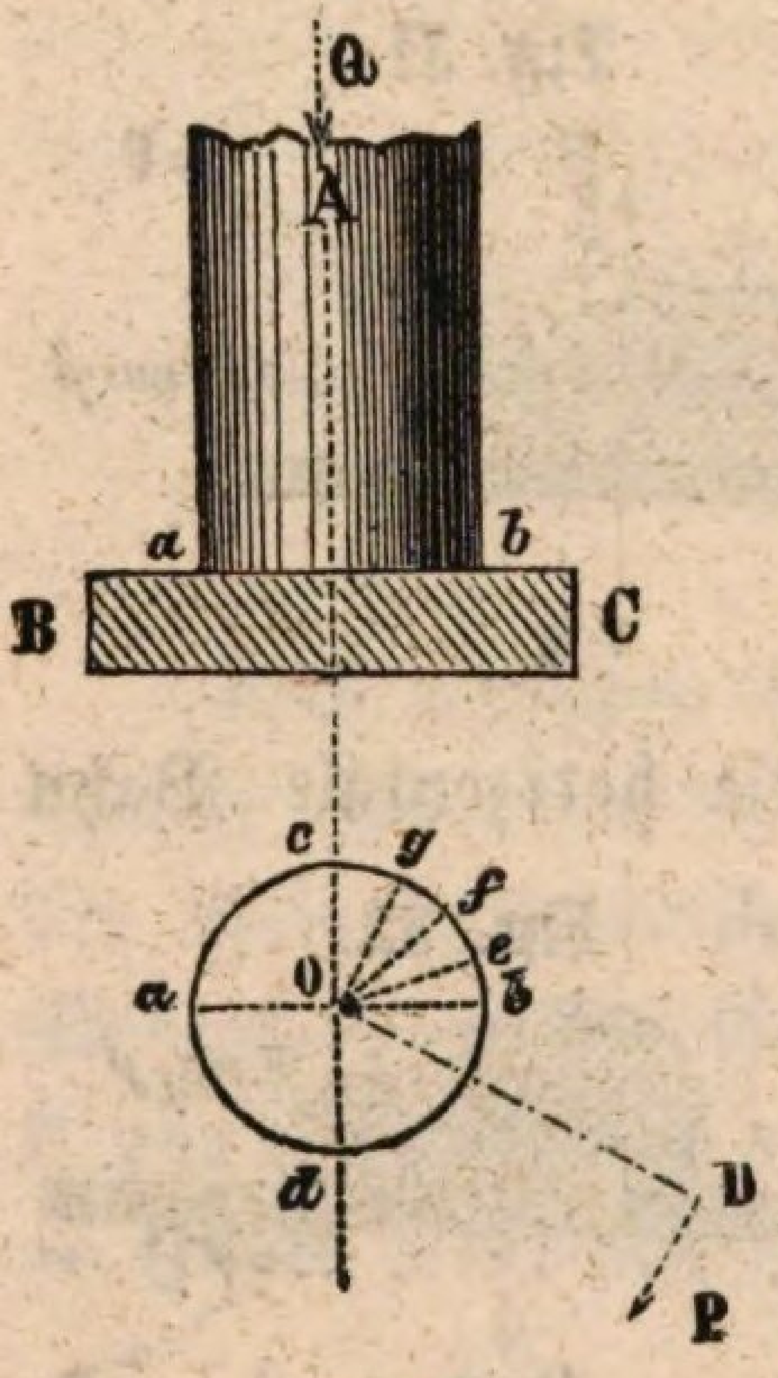
Anmerkung. 2. Jede von der unendlich großen Menge der verschiedenen Richtungen, in welchen eine Kraft **P** auf einen Körper wirken kann, um ihn auf einer schiefen Ebene hinaufzuziehen, erfordert zu diesem Behufe einen anderen Werth dieser Kraft, und es ist einleuchtend, daß derjenigen Richtung der kleinste Werth von **P** entsprechen wird, für welche der Nenner $[\cos\beta + f\sin\beta]$ in der Re-

lation 2 am größten wird. Bezeichnet man nun mit φ den, der materiellen Beschaffenheit der sich reibenden Körper und dem Zustande ihrer Reibungsflächen entsprechenden Reibungswinkel, so erhält man, da dem Vorhergehenden gemäß $f = \tang \varphi$ sein muß, durch Substitution dieses Werthes in den bezüglichen Nenner, für ihn den Ausdruck: $[\cos \beta + \tang \varphi \sin \beta] = \cos \beta \cos \varphi + \sin \beta \sin \varphi = \cos(\beta - \varphi)$. Nun wird $\cos(\beta - \varphi)$ ein Maximum, wenn $(\beta - \varphi) = 0$, oder $\beta = \varphi$ wird, folglich erhält der Nenner $[\cos \beta + f \sin \beta]$ den größten Werth, wenn (wegen $f = \tang \varphi = \tang \beta$) $\beta = \text{arc.} \tang f$ wird. Es entspricht sonach derjenigen Richtung von P die kleinste Zugkraft, für welche der Neigungswinkel derselben gegen die schiefe Ebene dem Reibungswinkel gleich ist.

§. 38. **Reibung eines Cylinders auf seiner Basis.** Wird ein, um seine geometrische Achse rotirender Körper A, der mit seiner Grundfläche **a b**, die wir als kreisförmig voraussetzen wollen, auf einer Unterlage **B C** senkrecht steht, durch eine Kraft Q gegen dieselbe angedrückt, so wird in Folge des, auf die Berührungsflächen der beiden Körper Statt findenden Druckes eine Reibung rege, welche, falls dieselben in einer Ebene liegen, deren sämmtliche Punkte einen gleich großen Druck erleiden, die gleitende sein wird.

Denkt man sich die Grundfläche **a b** des Körpers A durch die Halbmesser ob, oe, of, og .... in n gleiche, aber sehr schmale Sectoren getheilt, so kommt auf jeden von ihnen der Druck $\frac{Q}{n}$, und da man die, durch diesen Druck entstehenden Reibungen für alle Punkte dieser Sectoren, vom Mittelpunkte 0 der Kreisfläche **a b c d** an, bis zu ihrem Umfange gerechnet, als gleichmäßig über ihre Flächen vertheilte Parallelkräfte betrachten kann, welche senkrecht auf den respektiven Radien wirken, so sind die Schwerpunkte dieser Sektorenflächen als Mittelpunkte dieser parallelen Kräfte, d. i. als Angriffspunkte ihrer Resultirenden anzusehen.

Fig. 33.



Nun sind sämmtliche Sectoren als sehr schmal vorausgesetzt worden; man kann daher die sehr kurzen Bogenstücke be, ef, fg ... ohne Fehler als gerade Linien und somit die Sectoren als Dreiecke betrachten. Da aber der Schwerpunkt eines Dreieckes von seiner Spitze um $\frac{2}{3}$ seiner Höhe entfernt liegt, so ist, wenn d den Durchmesser dieser Grundfläche **a b c d** bezeichnet, $\frac{2}{3} \cdot \frac{d}{2} = \frac{1}{3}$ d der Hebelsarm für die aus den einzelnen Reibungsgrößen der Sectoren entspringenden Resultirenden, und $\frac{d}{2}$ der Hebelsarm der zur Überwindung des totalen Reibungswiderstandes nöthigen Kraft P, die wir uns am Umfange der Grundfläche des Körpers A wirkend denken wollen, und daher, da $f \frac{Q}{n}$ der Betrag der, auf einen

Sector kommenden Reibung ist, das statische Moment dieses Reibungswiderstandes $= \frac{1}{3} f d \frac{Q}{n}$, und das statische Moment der Reibungswiderstände sämmtlicher Sectoren $= n \frac{1}{3} f d \frac{Q}{n} = \frac{1}{3} f d Q$, während das statische Moment der, diese Totalreibung überwindenden Kraft $= \frac{1}{2} P d$ ist. Für den Gleichgewichtszustand muß $\frac{1}{2} P d = \frac{1}{3} f d Q$ und sonach der auf den Umfang der Basis des Körpers reduzirte Widerstand:

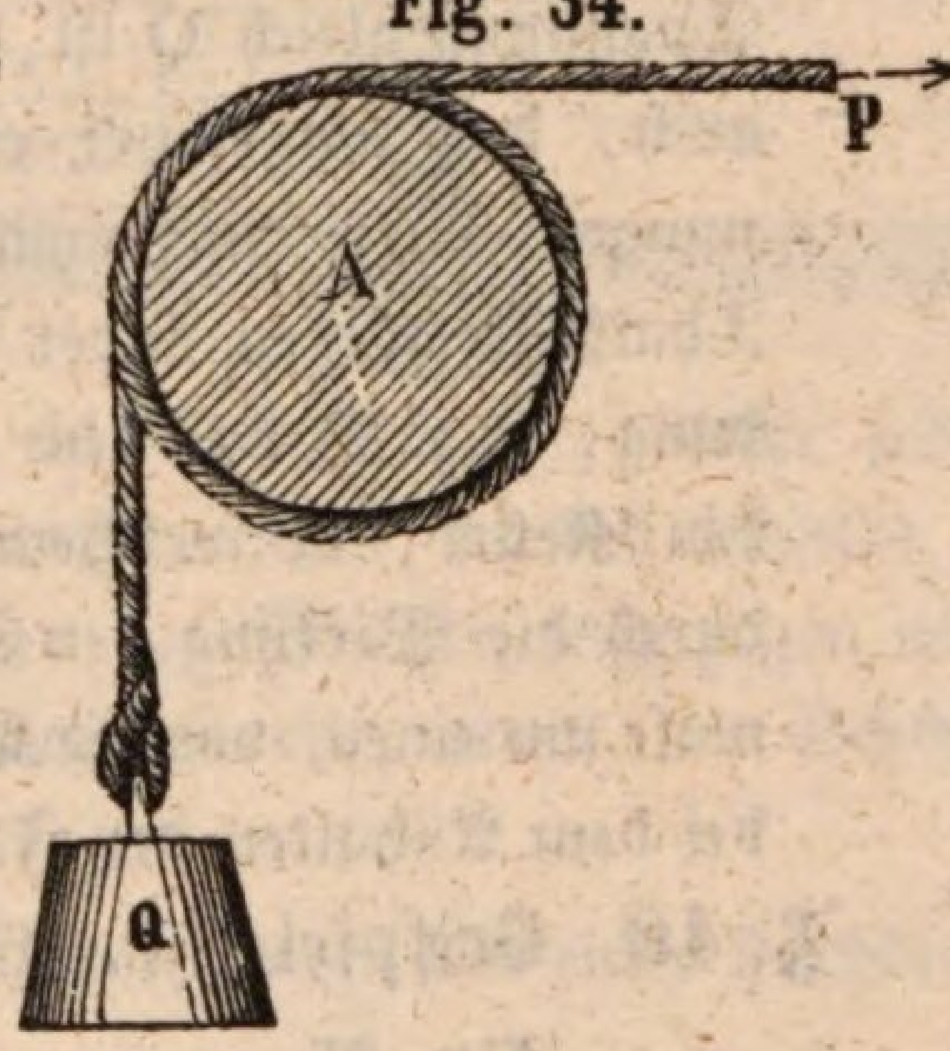
$$P = \frac{2}{3} f Q \ldots . (4$$ sein.

Würde die Kraft P nicht an dem Umfange der Grundfläche vom Halbmesser $\frac{d}{2}$, sondern an einem Hebelsarme o D = R wirken, so müßte, wegen $P R = \frac{1}{3} f d Q$, der auf den Punkt D dieses Hebels reduzirte Reibungswiderstand:

$$P = \frac{1}{3} f \frac{d}{R} Q \ldots (5$$ sein.

§. 39. **Seilreibung.** Wird vermittelst eines, um einen ruhenden Cylinder A geschlungenen, vollkommen biegsamen Seiles eine Last Q gehoben, oder herabgelassen, so wird durch das Gleiten desselben auf der Umfangsfläche des Cylinders die gleitende Reibung rege, und man findet im Wege höherer Rechnung für die Kraft P, welche an dem einen Seilende wirken muß, um sowohl die Last Q, als auch die am Umfange des Cylinders Statt findende Reibung zu überwinden, folgenden Ausdruck:

Fig. 34.



$$P = Q e^{f \alpha} \ldots . (6,$$

wobei e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen (also e = 2·71828..), f den Reibungscoefficienten der gleitenden Reibung und α den vom Seile umspannten Bogen, gemessen auf der Peripherie eines Kreises vom Halbmesser = 1, bezeichnet.

Wäre d der Durchmesser des ruhenden Cylinders, und s die Länge des Bogens, in welchem der Cylinder vom Seile berührt wird, so wird, wegen $\alpha = \frac{2s}{d}$:

$$P = Q . e^{\frac{2fs}{d}} \ldots . (7,$$

oder, wenn das Seil n Male um den Cylinder geschlungen ist, wegen $s = n \pi d$, auch:

$$P = Q e^{2fn\pi} \ldots . (8.$$

Soll aber P nicht die bewegende, sondern die erhaltende Kraft sein, so ist Q als Kraft und P als Last anzusehen, daher in den obigen Glei-

chungen P mit Q zu vertauschen, oder aber, da jetzt die Reibung im Sinne der erhaltenden Kraft wirkt, f negativ zu nehmen. Daher wird in diesem Falle:

$$P = Q\,e^{-\frac{2fs}{d}} \;.\;.\;.\;.\;.\; (9$$

$$\text{oder } P = Q\,e^{-2fn\pi} \;.\;.\;.\;.\; (10.$$

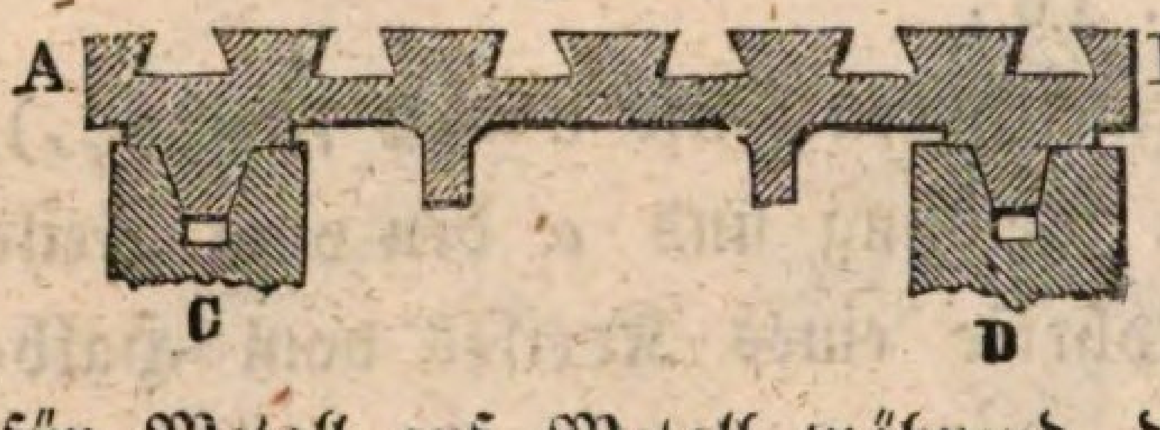
Anmerkung. Aus den vorstehenden Gleichungen ist es ersichtlich, daß die Reibung eines Seiles auf einem ruhenden Cylinder vom Durchmesser desselben unabhängig ist, daß jedoch die Zahl der Seilumwickelungen einen bedeutenden Einfluß auf die Größe der Reibung nimmt. Denn nimmt man den Reibungscoefficienten für Hanfseile auf Eichenholz in, mit Wasser benetztem Zustande der Flächen, während der Bewegung nach Tabelle II §. 36 gleich 0·33, so folgt aus der Gleichung 8

für $n = \frac{1}{2}$ Umwickelungen . . . . P = 2·82 Q
— $n = 1$ — — — — . . . . — = 7·95 Q
— $n = 2$ — — — — . . . . — = 63·22 Q
— $n = 3$ — — — — . . . . — = 502·80 Q
— $n = 5$ — — — — . . . . — = 31792·95 Q u. s. w.,

aus welchen Resultaten nun zu ersehen ist, daß eine bedeutende Kraft erfordert wird, um ein, mehrmals um einen Cylinder geschlungenes Seil, dessen Spannung gleich Q ist, auf der Oberfläche des Cylinders zu bewegen, so wie auch, daß umgekehrt eine kleine Kraft hinreichend ist, um großen Seilspannungen durch mehrmaliges Umwickeln das Gleichgewicht zu halten. Dieser Thatsache wegen findet die Seilreibung im praktischen Leben oftmalige Anwendung; so z. B. bei dem Herablassen schwerer Weinfässer über eine Treppe in den Keller, in welchem Falle die Faßzieher das Seil zur Beseitigung jeder, durch die Wirkung der Schwere möglicherweise entstehenden Gefahr, mehreremale um einen, vor die Kellerthüre quer gelegten cylindrischen Balken umwickeln; bei dem Anhalten der Flußschiffe an den Landungsplätzen u. s. w.

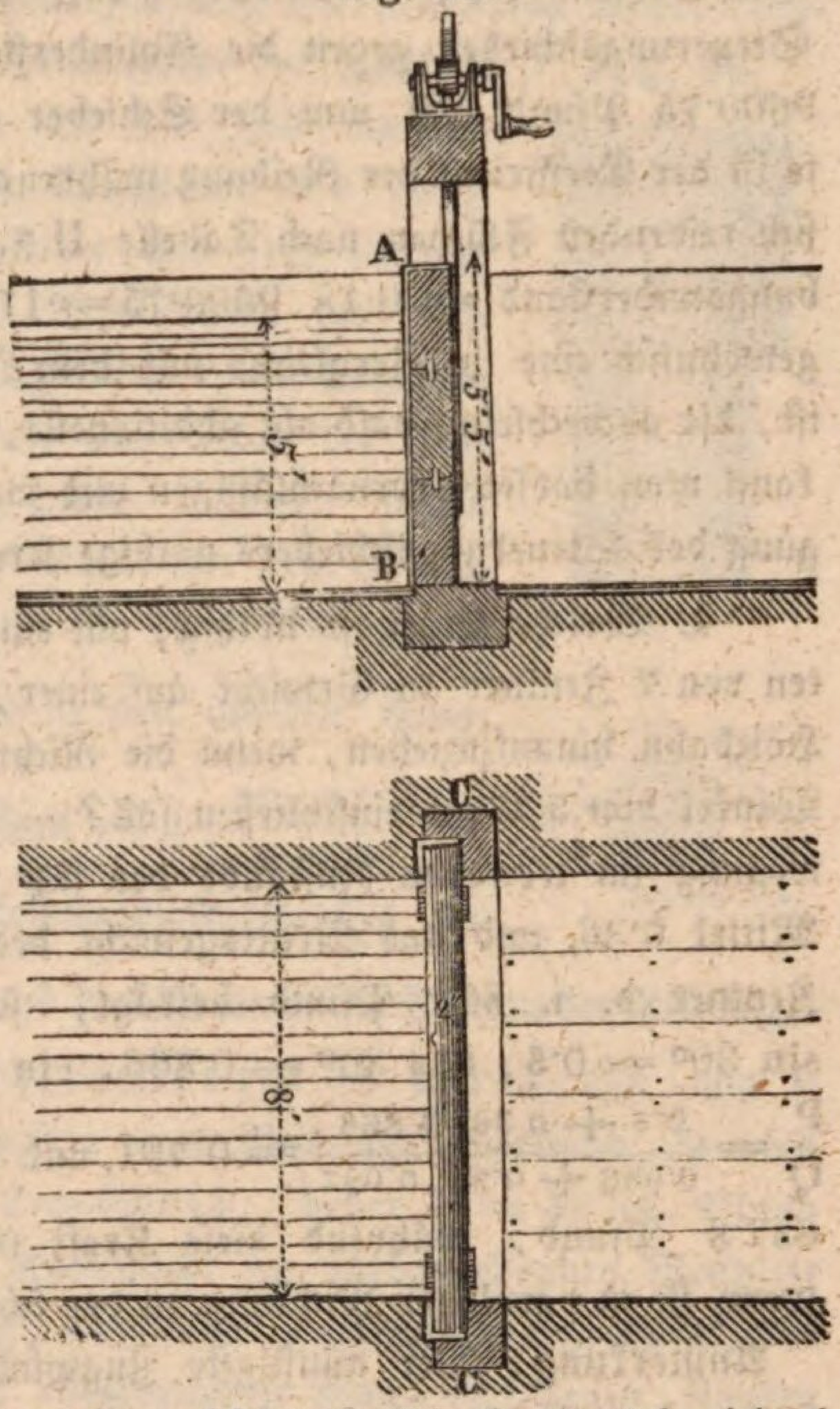
§. 40. Beispiele. 1. Welche Kraft ist erforderlich, um eine gußeiserne, 6 Zentner schwere Platte AB auf einer horizontalen Schlittenführung CD aus Gußeisen zu bewegen? — Wird die Schlittenführung mit Unschlitt geschmiert, so muß, da nach Tabelle II des §. 36 der Reibungscoefficient für Metall auf Metall während der Bewegung bei Anwendung von Unschlitt als Schmiere im Mittel 0·09 ist, nach Gleichung 1 (§. 35) die zur Erhaltung der Bewegung nöthige Kraft: F = 0·09 . 600 = 54 Pfunde betragen.

Fig. 35.



2. Welche Kraft ist nothwendig, um einen eichenen Schützen AB von 8 Fuß Breite, 5·5 Fuß Höhe und 2 Zoll Dicke, welcher auf eine Höhe von 5 Fuß vom Wasser gegen die Führungsschwellen C angedrückt wird, aufzuziehen? — Die zum Aufziehen des Schützens erforderliche Kraft ist die Summe zweier Größen, und besteht erstlich aus demjenigen Theile, welcher dem Gewichte des Schützens das Gleichgewicht hält, und hierauf noch aus demjenigen, welcher zur Überwindung des Reibungswiderstandes dient. Nun ist das Volumen des Schützens = $8 . 5·5 . \frac{2}{12}$ = 7·333 Cubik-Fuß, und da das spezifische Gewicht des nassen Eichenholzes zu 1·1 angenommen werden kann, so wird das Gewicht dieses Schützens = 7·333 . 1·1 . 56·5 = 455·74 Pfund sein. Ferner beträgt die vom Wasser benetzte Fläche des Schützens = 8 . 5 = 40 Quadrat

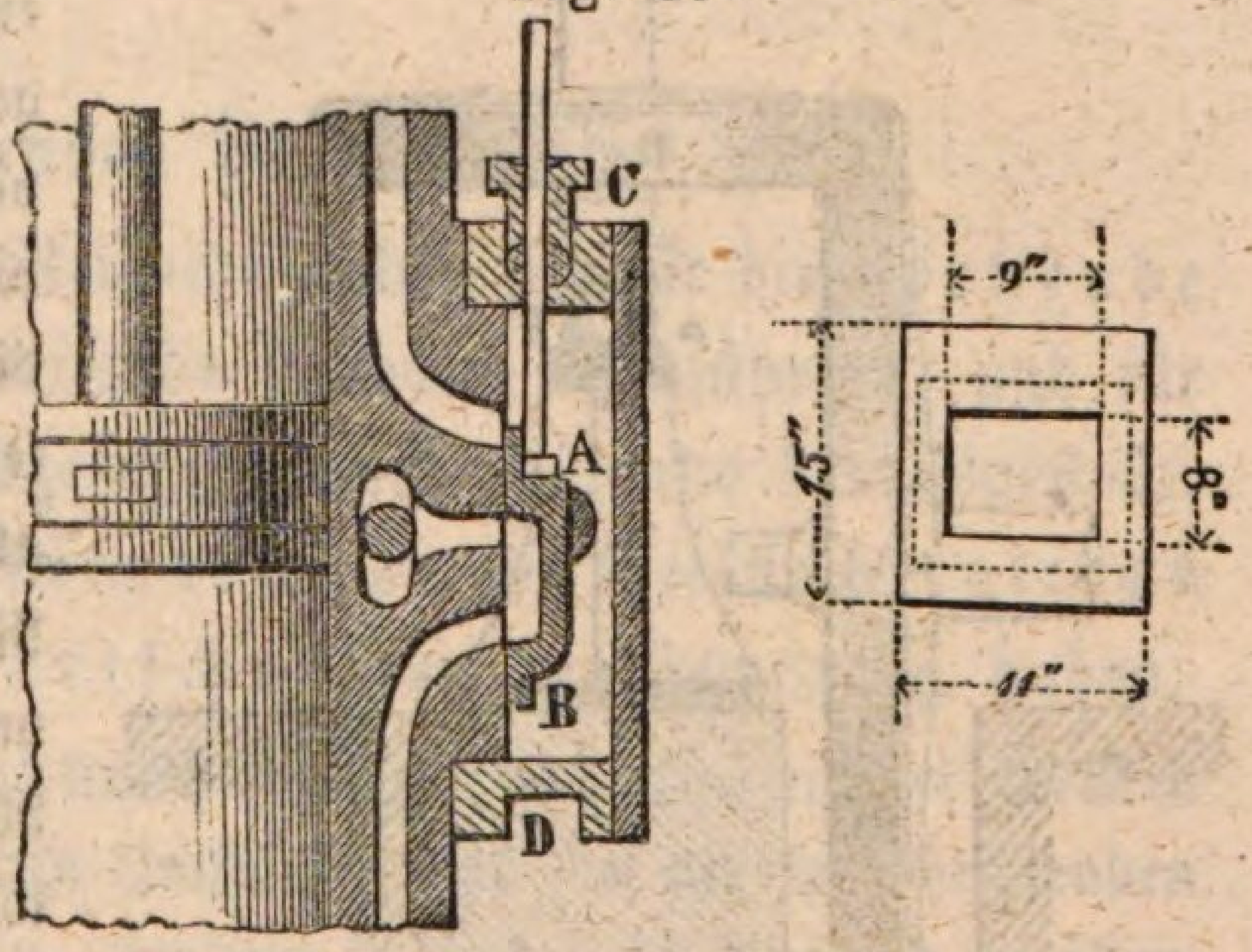
Fig. 36.



Fuß, und der Schwerpunkt dieser Fläche liegt um $\frac{5}{2} = 2{\cdot}5$ Fuß unter dem Wasserspiegel im Zuflußkanale, daher der vom Wasser auf den Schützen herrührende Druck $= 56{\cdot}5 \,.\, 40 \,.\, 2{\cdot}5 = 5650$ Pfund ist, mit welcher Kraft sonach der Schützen gegen die Führungsschwellen angedrückt wird. Da der Schützen gewöhnlich aus zwei oder mehreren, durch Feder und Nuth miteinander verbundenen, horizontal liegenden Brettern, hingegen die Führungsschwellen aus vertikalen Balken bestehen, sonach sich die Fasern des Schützens und der Führungschwellen kreuzen, ferner durchnäßtes Eichenholz sich auf durchnäßtem Holze bewegen, und das Aufziehen des Schützens nach einer längeren Ruhezeit Statt finden soll, so ist für diesen Fall nach Tabelle I des §. 36 der Reibungscoefficient 0·71 zu wählen, mit welchem sich nach Gleichung 1 (§. 35) der zu überwindende Widerstand der Reibung $= 0{\cdot}71 \,.\, 5650 = 4011{\cdot}5$ Pfund ergibt. Diesem nach wird die, zum Aufziehen des Schützens nöthige Kraft $= 455{\cdot}74 + 4011{\cdot}5 = 4467{\cdot}24$ Pfund, welche jedoch nur im ersten Augenblicke des Aufziehens angewendet werden muß, da sich dieselbe bei eingeleiteter Bewegung um so mehr vermindert, je mehr der Schützen aufgezogen wird, bis diese Kraft gleich 455·74 Pfund wird, welches dann eintritt, wenn der Schützen ganz aus dem Wasser gehoben ist.

3. Welche Kraft ist erforderlich, um den Steuerungsschieber AB einer Hochdruck-Dampfmaschine zu bewegen, wenn der Dampf in der Dampfkammer CD eine Spannung von 5 Atmosphären, hingegen im Abzugskanale eine Spannung von nur 1 Atmosphäre, und der Steuerungsschieber eine äußere Länge von 15 Zoll und eine äußere Breite von 11 Zoll, ferner eine innere Länge von 8 Zoll bei einer Breite von 9 Zoll hat? — Da die Projektion der äußeren Oberfläche des Steuerungsschiebers auf die Cylinderfläche $EF = 11 \,.\, 15 = 165$ Quadratzoll enthält, der Druck des Dampfes von 1 Atmosphäre Spannung auf 1 Quadratzoll aber 12·75 Pfund und der Druck des Dampfes von 5 Atmosphären Spannung auf 1 Quadratzoll Fläche $5 \,.\, 12{\cdot}75 = 63{\cdot}75$ Pfund beträgt, so ist der Druck auf diese äußere Fläche des Schiebers $= 165 \,.\, 63{\cdot}75 = 10518{\cdot}75$ Pfund. Ebenso beträgt der Druck des Dampfes von 1 Atmosphäre Spannung auf die innere Fläche dieses Schiebers, da die Projektion der benannten Fläche auf die Cylinderfläche $EF = 8 \,.\, 9 = 72$

Fig. 37.



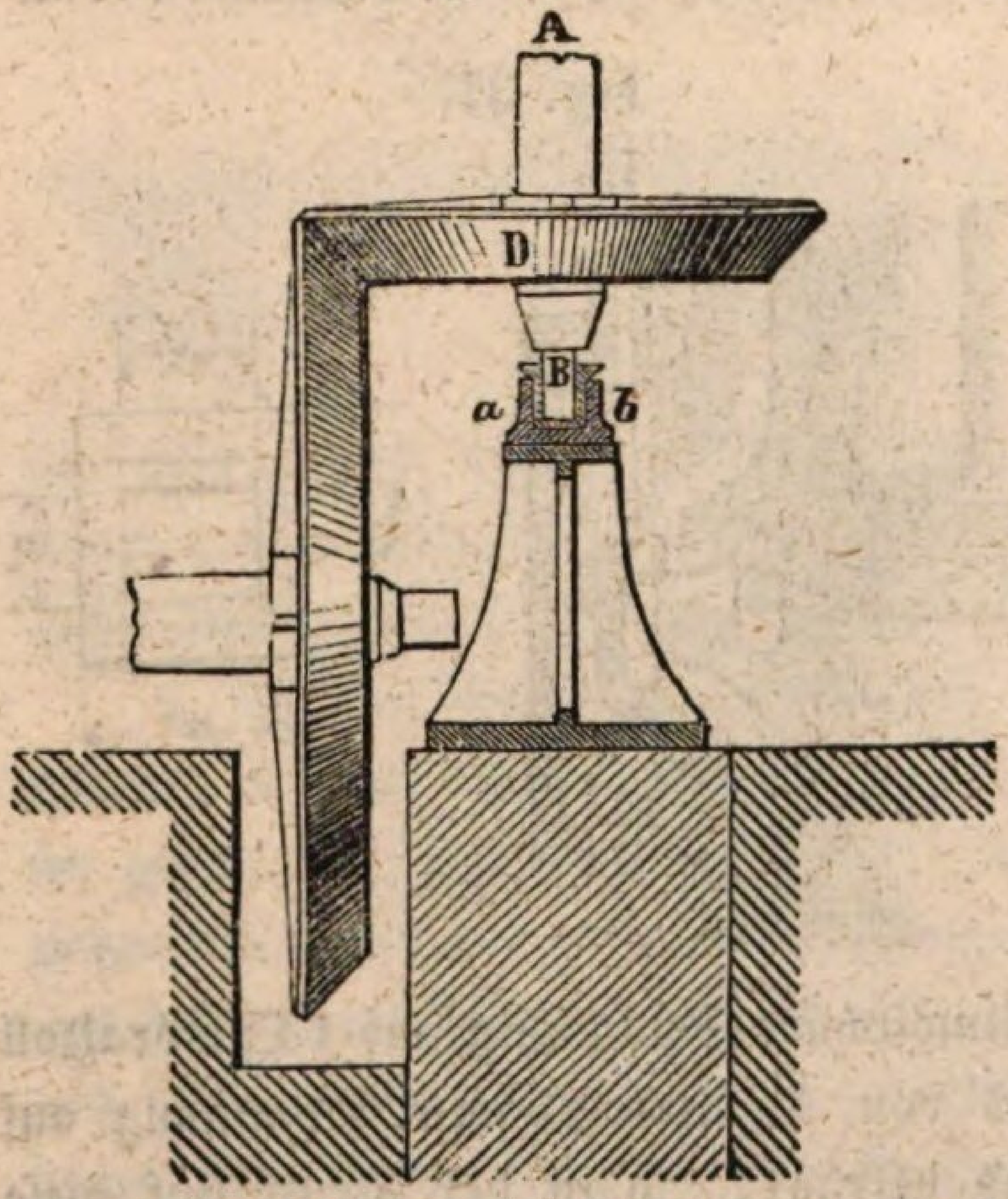
Quadratzoll ist, 72.12·75 = 918 Pfund, daher der Druck, mit welchem der Steuerungsschieber gegen die Cylinderfläche angepreßt wird = 10518·75 — 918 = 9600·75 Pfund. Ist nun der Schieber aus Bronze und der Cylinder aus Gußeisen, so ist der Coefficient der Reibung während der Bewegung bei trockenem Zustande der sich reibenden Flächen nach Tabelle II §. 36 im Mittel = 0·18, und sonach der Reibungswiderstand = 0·18.9600·75 = 1728·13 Pfund. Da das Gewicht des Schiebers gewöhnlich eine im Vergleiche mit dem Reibungswiderstande nur unbedeutende Größe ist, die abwechselnd bald als additionelle, bald aber als subtractive Größe auftritt, so kann man dasselbe vernachlässigen und sagen, daß in dem gegebenen Falle die zur Bewegung des Steuerungsschiebers nöthige Kraft im Mittel 1728 Pfund betrage.

4. Welche Kraft ist nöthig, um einen mit 6 Zentner belasteten hölzernen Schlitten von 2 Zentner an Gewicht auf einer, um 30 Grad gegen den Horizont geneigten Holzbahn hinaufzuziehen, wenn die Richtung der Kraft mit der schiefen Bahn einen Winkel von 5 Grad einschließen soll? — Da der Reibungscoefficient während der Bewegung im trockenen Zustande der sich reibenden Flächen nach Tabelle II §. 36 im Mittel 0·36, und das Bruttogewicht des hinaufzuziehenden Schlittens [6 + 2] = 8 Zentner d. i. 800 Pfund beträgt, so wird nach Gleichung 2 (§. 37), wegen $\sin 30^0 = 0{\cdot}5$, $\cos 30^0 = 0{\cdot}866$, $\sin 5^0 = 0{\cdot}087$ und $\cos 5^0 = 0{\cdot}996$,
$\frac{P}{Q} = \frac{0{\cdot}5 + 0{\cdot}36 \,.\, 0{\cdot}866}{0{\cdot}996 + 0{\cdot}36 \,.\, 0{\cdot}087} = 0{\cdot}791$, und da $Q = 800$ Pfund, sofort $P = 0{\cdot}791 \,.\, 800 =$ 632·8 Pfund, während diese Kraft 0·812.800 = 649·6 Pfund betragen müßte, wenn sie in paralleler Richtung zu der schiefen Bahn zu wirken hätte.

Anmerkung. Der günstigste Zugwinkel wäre für diesen Fall nach Anmerkung 2 des §. 37, wegen $f = 0{\cdot}36 = \tang \varphi$, $\varphi = 19^0\, 47'\, 56''$, und daher die Größe der, diesem Winkel entsprechenden kleinsten Zugkraft (nach Gleichung 2)
$$= \frac{0{\cdot}5 + 0{\cdot}36 \,.\, 0{\cdot}866}{0{\cdot}941 + 0{\cdot}36 \,.\, 0{\cdot}339} \,.\, 800 = 611{\cdot}2 \text{ Pfund.}$$

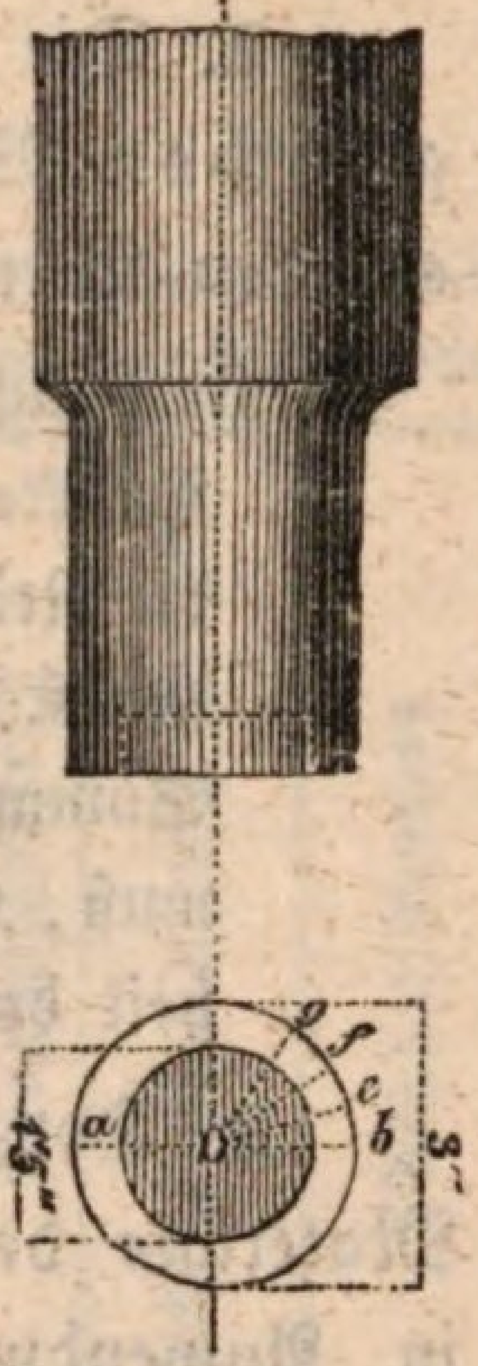
5. Eine vertikale gußeiserne Transmissionswelle A, welche mit ihrem 3 Zoll im Durchmesser haltenden Zapfen B auf einer Spurplatte ab von Bronze steht, erhält ihre rotirende Bewegung mittelst eines, auf derselben befestigten conischen Rades D von 12 Zoll Theilrißhalbmesser. Wie groß wird der, auf den Umfang des Theilrisses dieses Rades reduzirte Reibungswiderstand sein, wenn das Gewicht der Welle sammt allen daran befindlichen Kuppelungen und Rädern 6000 Pfund beträgt, und der Zapfen mit Olivenöl geschmiert wird? — Da der Reibungscoefficient von Metall auf Metall während der Bewegung für Olivenöl als Schmiere nach Tabelle II §. 36 im Mittel 0·07 ist, so wird nach Gleichung 5 (§. 39) dieser auf den Umfang des Radtheilkreises reduzirte Widerstand $\frac{1}{3} \,.\, 0{\cdot}07 \,.\, \frac{3}{12} \,.\, 6000$ d. i. 35 Pfund betragen; es muß demnach am Umfange dieses Theilkreises eine Kraft von 35 Pfund wirksam gemacht werden, wenn der Reibungswiderstand des Zapfens überwunden werden soll.

Fig. 38.



6. Welche Größe wird dieser auf den Theilrißumfang des genannten Rades reduzirte Reibungswiderstand erreichen, wenn die Grundfläche des Zapfens obiger Welle ringförmig von 3 Zoll äußerem und 1·5 Zoll innerem Durchmesser ist? — Denkt man sich diese Ringfläche a b durch die Radien o b, o e, o f, ... in n gleiche und sehr schmale Ringflächenabschnitte getheilt, so wird die Resultirende der Reibungen sämmtlicher Punkte eines solchen Ringstückes ihren Angriffspunkt auch im Schwerpunkte desselben haben und daher der Reibungswiderstand eines solchen an einem Hebel wirken, dessen Länge durch die Entfernung dieses Schwerpunktes von dem Mittelpunkte der Ringfläche bestimmt wird. Nun ist diese Entfernung $o s = \frac{1}{3} . \frac{d^3 - d_1^3}{d^2 - d_1^2}$, wenn d den äußeren, und d_1 den inneren Ringdurchmesser bezeichnet, also für den gegebenen Fall $= \frac{1}{3} . \frac{27 - 3·375}{9 - 2·25} = 1·167$, demnach das Moment des Reibungswiderstandes für ein solches Ringstück $= 0·07 . \frac{6000}{n} . 1·167$, und das Moment der Summe der Reibungswiderstände für sämmtliche Ringstücke $= 0·07 . 6000 . 1·167 = 490·14$. Ist nun P dieser auf den Umfang des Radtheilkreises reduzirte totale Reibungswiderstand, so wird für den Zustand des Gleichgewichtes: $P . 12 = 490·14$, daher $P = 40·84$ Pfund sein, während dieser Widerstand für die volle Kreisfläche im vorhergehenden Beispiele nur 35 Pfund betragen hat, woraus zu ersehen, daß unter übrigens gleichen Umständen der Reibungswiderstand für einen, mit einer ringförmigen Basis versehenen Zapfen größer ist, als wenn diese eine volle Kreisfläche bildet.

Fig. 39.



7. Wie groß muß die Kraft sein, welche im Stande sein soll, eine Last von 2000 Pfund vermittelst eines um einen cylindrischen Balken zweimal geschlungenen Seiles langsam herabzulassen, wenn das Seil und der Balken trocken sind? — Da nach Tabelle II §. 36 der Reibungscoefficient für diesen Fall 0·52 ist, so wird nach Gleichung 10 (§. 39) $P = 2000 . 2·71828^{-(2 . 0·52 . 2 . 3·1416)}$ und $= 2000 . 2·71828^{-6·5344}$ also $P = 2·9$ Pfund.

b. Von der drehenden Reibung.

§. 41. Erfahrungsgesetze. Durch Versuche haben sich für die drehende Reibung außer den im §. 34 für die gleitende Reibung angeführten, und für die drehende ebenfalls giltigen Erfahrungsgesetzen, noch folgende herausgestellt.

1. Der Reibungswiderstand ist bei Körpern, die um ihre Achse rotiren kleiner, als bei Körpern die eine fortschreitende Bewegung haben.

Anmerkung. Dieser Erfahrungssatz scheint durch zweierlei Ursachen erklärt werden zu können, und zwar erstlich durch den Umstand, daß bei der fortschreitenden Bewegung nicht nur die Reibung allein, sondern auch der Widerstand zu überwinden ist, welcher aus dem Eindringen des kleineren der beiden sich reibenden Körper, in den größeren entsteht, indem dadurch das Materiale des größeren Körpers von dem kleineren fortwährend zusammengedrückt werden muß; ferner noch dadurch, daß die rotirenden Körper, wenn sie gut geschmiert und nur derart gegen ihre Unterlagen angedrückt werden, daß keine merkliche Abnützung des Materiales erfolgt, mit der Zeit einen solchen Grad der Glätte er-

langen, wie dieser auf dem Wege der gewöhnlichen Bearbeitung der Materialien kaum erreicht werden kann.

2. Die Größe des Durchmessers der rotirenden Körper hat bei einer gleichen Beschaffenheit der sich berührenden Flächen keinen Einfluß auf den Werth des Reibungscoefficienten.

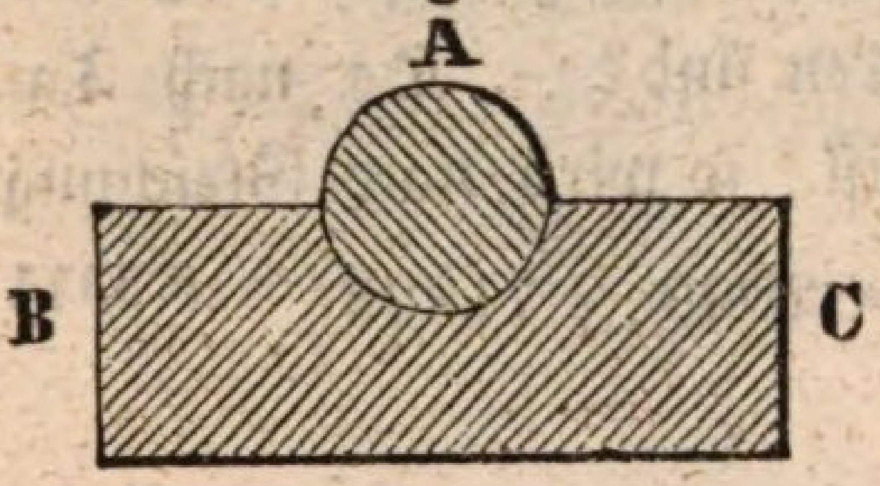
Anmerkung. Da bei einem Körper von größerem Durchmesser sich der Druck auf mehr Punkte der Oberfläche vertheilt, so ist der auf jeden kommende Druck, also auch die Reibung eines jeden kleiner; weil aber die Zahl der sich reibenden Punkte für den Körper von diesem Durchmesser größer ist, so ist es einleuchtend, daß die Summe der Reibungen aller Punkte bei einer größeren Oberfläche dieselbe sein muß, wie bei einer kleineren, wenn nur der Druck, die materielle Beschaffenheit der Körper und der Zustand der sich reibenden Flächen dieselben bleiben.

3. Der Betrag der drehenden Reibung hängt weniger von dem Materiale der sich reibenden Körper, als von der Beschaffenheit der in Anwendung gebrachten Schmiermittel und deren öfteren Erneuerung ab.

Anmerkung. Da durch die Anwendung eines Schmiermittels die Vertiefungen der polirten Flächen ausgefüllt, also die Unebenheiten ausgeglichen werden, so ist es leicht einzusehen, daß durch diesen Umstand die Beschaffenheit der Schmiere auf die drehende Reibung einen wesentlichen Einfluß ausüben muß, weil die unmittelbare und innige Berührung der Körperflächen durch das angewendete Schmiermittel gehindert wird.

§. 42. Größe des Widerstandes der drehenden Reibung. Da dem Obigen gemäß die drehende Reibung auch dem Normaldrucke zwischen den sich reibenden Körpern proportional ist, so wird, wenn Q den normalen Druck, mit welchem ein rotirender Cylinder **A** gegen seine Unterlage **B C** angedrückt wird, und f' den auf die Einheit des Normaldruckes entfallenden Reibungswiderstand, welchen man den Reibungscoefficienten nennt, bezeichnet, der Widerstand der drehenden Reibung gemessen durch den Ausdruck:

Fig. 40.



$$F = f' Q \ldots (1.$$

Da die drehende Reibung bei den Zapfen der Achsen und Wellen der in Bewegung befindlichen Maschinen vorkommt, so nennt man sie auch die Zapfenreibung. Diesem nach bedeutet Q den Zapfendruck, welcher sich gewöhnlich als Resultirende von zwei rechtwinkelig gegen einander gerichteten, auf den Zapfen wirkenden Kräften herausstellt. Für f' kann man sich annäherungsweise der in der Tabelle **II** des §. 36 zusammengestellten Coefficienten bedienen.

§. 43. Reibungscoefficienten. Um aber allen möglichen, bei der drehenden Reibung zur Berücksichtigung kommenden Umständen genügende Rechnung tragen zu können, ist es sicherer, sich bei der Berechnung dieses Widerstandes der, durch unmittelbare Versuche für diesen abgeleiteten Coefficienten zu be-

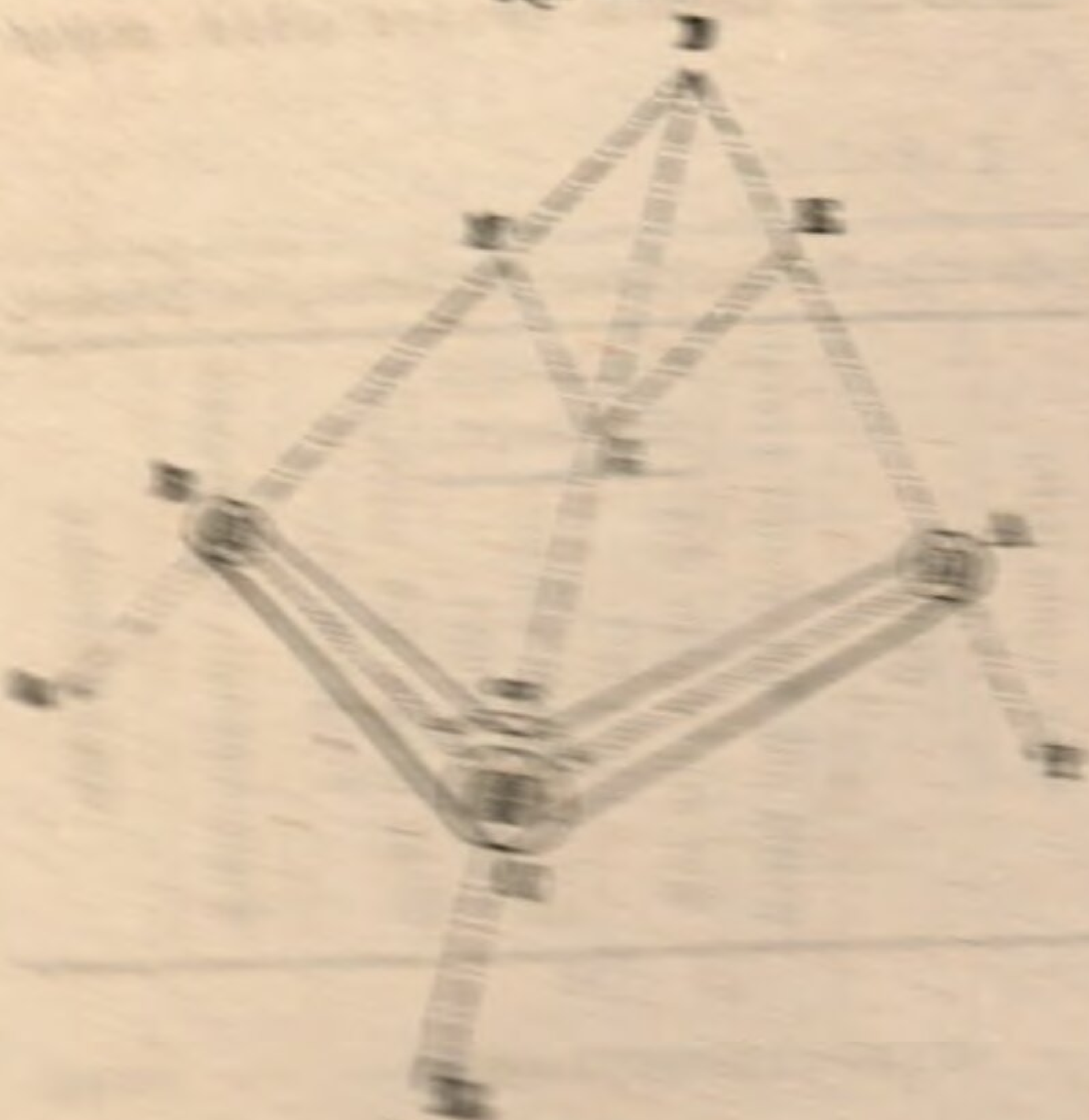
dienen, welche in der nachstehenden **Tabelle** für die wichtigsten, bei Zapfen und Lagerconstructionen in Anwendung stehenden **Materialien** angegeben sind.

Tabelle.

Benennung der sich reibenden Körper	Zustand der Reibungsflächen und Gattung der Schmiere.							
	Sehr wenig fettig	Fettig	Fettig und mit Wasser benetzt	Oel, Talg o. Schweinfett		Sehr weiche und gereinigte Wagenschmiere	Schweinschmalz mit Graphit	Asphaltschmiere
				Auf gewöhnliche Art geschmiert	Die Schmiere beständig erneuert			
Zapfen aus Gußeisen in Lagern aus Gußeisen .	—	0·137	0·137	0·077	0·054	—	—	0·054
Zapfen aus Gußeisen in Lagern aus Bronze .	0·194	0·166	0·161	0·075	0·054	0·065	—	—
Zapfen aus Gußeisen in Lagern aus Guajakholz	—	0·100	—	—	0·092	—	0·109	—
Zapfen aus Schmiedeisen in Lagern aus Gußeisen .	—	—	—	0·075	0·054	—	—	—
Zapfen aus Schmiedeisen in Lagern aus Bronze .	—	—	0·189	0·075	0·054	0·090	0·111	0·090
Zapfen aus Schmiedeisen in Lagern aus Guajakholz	—	0·188	—	0·124	—	—	—	—
Zapfen aus Bronze in Lagern aus Bronze . . .	—	—	—	0·097	—	—	—	—
Zapfen aus Bronze in Lagern aus Gußeisen . . .	—	—	—	—	0·048	—	—	—

§. 44. Zapfenreibung am Hebel. Ist $A\,C\,B$ ein, vermittelst der beiden an der Achse C befindlichen Zapfen in Lagern liegender, und um diese oscillirender **Winkelhebel** (Fig. 41), dessen Arme AC und BC unter dem Winkel $A\,C\,B = \alpha$ gegen einander geneigt sind, und wirken auf ihn in den Punkten A und B die Kräfte P und Q **normal** gegen die Mittellinien AC und BC desselben, so werden, da für den Zustand des Gleichgewichtes die Resultirende der auf den Hebel wirkenden Kräfte durch den Drehungspunkt desselben gehen muß, die Zapfen der Achse C des Hebels durch diese Mittelkraft an ihre Lager gedrückt, und sonach während der Oscillation des Hebels sich der Widerstand der **drehenden Reibung** geltend machen, welchen die Kraft P mit zu überwinden hat, so daß demnach $P = P_1 + P_2$ gesetzt werden kann, wobei P_1 denjenigen

Fig. [illegible]



Theil der in dem Punkte A des Hebels wirkenden Kraft bezeichnet, welcher ohne Berücksichtigung der Reibung mit der als Last wirkenden Kraft Q, P_2 hingegen denjenigen, welcher mit dem Bezuge der drehenden Reibung an dem Zapfen im Gleichgewichte steht.

Diesem nach wird, wenn man die Länge der Hebelsarme AC und BC mit L und l bezeichnet, für den Gleichgewichtszustand der Kräfte am Hebel, ohne Berücksichtigung der drehenden Reibung:

$$P_1 L = Q l \ldots (1$$ sein.

[illegible] und Q Statt finden[illegible] derselben nach [illegible] Seite bis zum Durch[illegible] DEGF, so ist die Resul[illegible] Richtung durch die Diago[illegible] Ausdruck

$$R = \sqrt{[P^2 + Q^2 - 2 P Q \cos DEG]}$$

[illegible] der Winkel DEG = ACB = α [illegible]

$$R = \sqrt{[P^2 + Q^2 - 2 P Q \cos \alpha]}$$

[illegible] am Hebel entstehenden Zapfen[illegible]

$$[illegible] \sqrt{[P^2 + Q^2 - 2 P Q \cos \alpha]}$$

[illegible] jedes der beiden Zapfen, so ist das stati[illegible] $= \frac{1}{2} f' d \sqrt{[P^2 + Q^2 - 2 P Q \cos \alpha]}$, [illegible] der mit ihr im Gleichgewichte stehenden, in [illegible] Kraft $= P_2 L$, so daß für den Gleich[illegible] Gleichung

$$P_2 L = \frac{1}{2} f' d \sqrt{[P^2 + Q^2 - 2 P Q \cos \alpha]} \ldots (2$$

[illegible] Addition der beiden Gleichungen 1 und 2 erhält man:

$$P_1 L + P_2 L = Q l + \frac{1}{2} f' d \sqrt{[P^2 + Q^2 - 2 P Q \cos \alpha]},$$

[illegible] $P_1 + P_2 = P$, also auch $P_1 L + P_2 L = P L$ [illegible]

$$P L = Q l + \frac{1}{2} f' d \sqrt{[P^2 + Q^2 - 2 P Q \cos \alpha]} \ldots (3.$$

Wollte man aus dieser Gleichung die Kraft P bestimmen, so würde der sich ergebende Ausdruck sehr zusammengesetzt, und sonach zur Berechnung des Werthes dieser Kraft in besonderen Fällen unbequem, also unpractisch sein. Da aber bei der Anwendung von Hebeln stets dafür gesorgt werden muß, daß sich die Zapfen sammt ihren Lagern in einem Zustande befinden, in welchem sich der Betrag der drehenden Reibung ihrem kleinsten Werthe so viel als möglich nähert, so ist es leicht zu begreifen, daß die wirkliche, zur Überwindung der Last Q und des Reibungswiderstandes nöthige Kraft nur um eine unbedeutende Größe von P_1 verschieden sein wird, man daher, ohne einen merklichen Fehler zu begehen, in allen practischen Fällen unter dem Wurzelausdrucke der Gleichung 3, P_1 statt P, oder da $P_1 = Q\frac{l}{L}$, diesen letzteren Werth statt P setzen kann. Diesem nach wird:

$$P L = Q l + \tfrac{1}{2} f' d \sqrt{[Q^2 \frac{l^2}{L^2} + Q^2 - 2 Q^2 \frac{l}{L} \cos\alpha]},$$

oder $P L = Q l + \frac{1}{2} f' \frac{d}{L} Q \sqrt{[L^2 - 2 L l \cos\alpha + l^2]}$ . . . (4,

und daraus sofort

$$P = \frac{1}{2 L^2}\left\{2 L l + f' d \sqrt{[L^2 - 2 L l \cos\alpha + l^2]}\right\} Q \ . \ . \ . \ (5$$

als Annäherungsausdruck zur Bestimmung der Kraft P, bei dessen Ableitung jedoch auf das eigene Gewicht des Hebels, welches im Vergleiche mit den auf ihn einwirkenden Kräften gewöhnlich nur unbedeutend ist, und daher in den meisten Fällen vernachlässiget werden kann, keine Rücksicht genommen wurde.

Wird $\alpha = 180^\circ$, d. h. übergeht der Winkelhebel in einen doppelarmigen geraden Hebel, auf welchen die Kräfte P und Q normal gegen seine Mittellinie wirken, so folgt aus der Gleichung 4, (wegen $\cos 180 = -1$) $P L = Q l + \frac{1}{2} f' d \frac{L + l}{L} Q$. Nun ist aber, mit Rücksicht auf die Gleichung 1, $l = \frac{P_1}{Q} L$, daher $\frac{L + l}{L} = \frac{P_1 + Q}{Q}$, und es ergibt sich durch Substitution dieses Werthes in der letzten Gleichung: $P L = Q l + \frac{1}{2} f' d (P_1 + Q)$, oder wenn man in dieser Gleichung, bezugnehmend auf das früher Erwähnte, P statt P_1 schreibt, $P L = Q l + \frac{1}{2} f' d (P + Q)$, eine Gleichung, die auch durch directe Ableitung für den doppelarmigen Hebel erhalten wird, und aus welcher sofort

$$P = \frac{l + \frac{1}{2} f' d}{L - \frac{1}{2} f' d} Q \ . \ . \ . \ (6$$

folgt.

Für $\alpha = 0$, welcher Werth einem einarmigen Hebel entspricht, ergibt sich aus der Gleichung 4, (wegen $\cos 0 = 1$): $P L = Q l + \frac{1}{2} f' d \frac{L - l}{L} Q$, und da $\frac{L - l}{L} = \frac{Q - P_1}{Q}$, auch $P L = Q l + \frac{1}{2} f' d (Q - P_1)$, oder, wenn

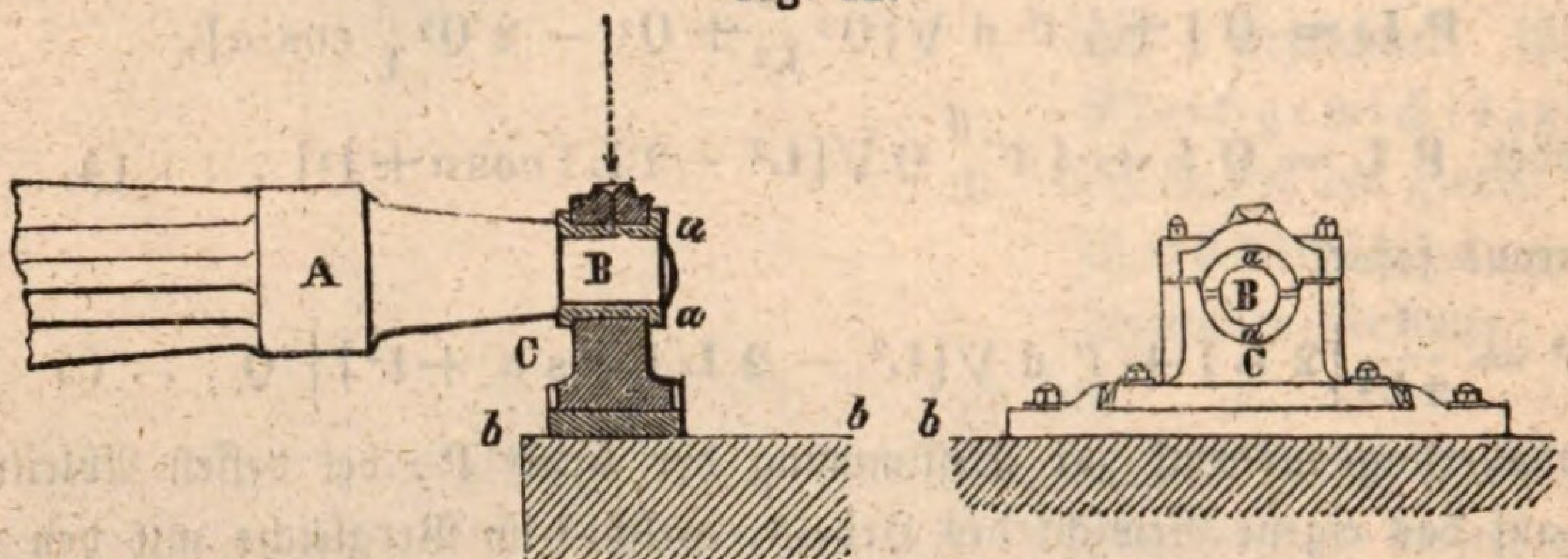
man wieder P statt P_1 setzt, $P L = Q l + \frac{1}{2} f' d (Q - P)$, welche Gleichung auch im directen Wege abgeleitet werden kann. Aus dieser ergibt sich sonach für einen einarmigen Hebel

$$P = \frac{l + \frac{1}{2} f' d}{L + \frac{1}{2} f' d} Q \ldots (7.$$

Da nun das Produkt $\frac{1}{2} f' d$ im Nenner der Gleichung 6 negativ, und in dem der Gleichung 7 positiv zu nehmen ist, so folgt, daß unter sonst gleichen Umständen sich im letzteren Falle ein kleinerer Werth der Kraft P ergibt, als im ersteren, sonach der einarmige Hebel mechanisch vollkommener ist, als der doppelarmige.

§. 45. **Beispiele.** 1. Wie groß wird die Zapfenreibung bei einem Wasserrade sein, wenn die gußeisernen, an der Welle A befindlichen Zapfen B desselben durch sein

Fig. 42.



Gewicht mit 200 Zentnern gegen die bronzenen Schalen a der gußeisernen Lagerkörper C angedrückt werden? — Da der Coefficient der drehenden Reibung für Zapfen aus Gußeisen auf Bronze nach der Tabelle des §. 43 bei gewöhnlicher Wartung im Mittel 0·075 ist, so wird der Betrag der drehenden Reibung für beide Zapfen = 0·075 . 20000 = = 1500 Pfund sein, welche Reibungsgröße als eine am Umfange derselben thätige Kraft anzusehen ist, die der bewegenden Kraft entgegenwirkt. Ist der Durchmesser jedes der beiden Zapfen = 3·4 Zoll, und der Halbmesser des Wasserrades = 9 Fuß, so wird dieser, auf den Umfang des Wasserrades reduzirte Widerstand der Zapfenreibung, wegen $P . 12 . 9 = 1500 . \frac{3·4}{2}$, P = 23·61 Pfund betragen.

2. Welche Kraft muß an dem 36 Zoll langen Arme eines Winkelhebels, an dessen zweitem, 12 Zoll langen Arme, ein activer Widerstand von 2000 Pfund wirkt, zum Behufe der Herstellung des dynamischen Geichgewichtes normal gegen diesen thätig sein, wenn die Arme desselben einen Winkel von 120 Grad einschließen, und die schmiedeisernen, 1·5 Zoll im Durchmesser haltenden Zapfen seiner Achse auf Lagern von Bronze oscilliren? — Werden die Zapfen auf gewöhnliche Weise mit Talgschmiere versehen, so ist der Reibungscoefficient nach der Tabelle des §. 43 im Mittel = 0·075 zu setzen, und es wird, wegen cos 120° = − 0·5, nach Gleichung 5 (§. 44):

$$P = \frac{1}{2 . (36)^2} \left\{ 2 . 36 . 12 + 0·075 . 1·5 . \sqrt{[(36)^2 + 2 . 36 . 12 . 0·5 + (12)^2]} \right\} 2000$$

$$\text{oder } P = \frac{1}{2592} \left\{ 864 + 0·112 . \sqrt{1872} \right\} 2000,$$

woraus sofort nach vollends durchgeführter Rechnung P = 670·4 Pfund sich ergibt, während ohne Berücksichtigung des Reibungswiderstandes, die für den Zustand des

Gleichgewichtes erforderliche Kraft, wegen $P_1 . 36 = 2000 . 12$, $P_1 = 2000 . \frac{12}{36} = 666·7$ Pfund sein müßte, so, daß sich zur Überwindung der Zapfenreibung an diesem Hebel nur eine Kraft von 3·7 Pfund als nothwendig erweiset.

c. Von der wälzenden Reibung.

§. 46. Erfahrungsgesetze. Aus den wenigen Versuchen, welche zum Behufe der Bestimmung der wälzenden Reibung angestellt wurden, läßt sich schließen:

1. daß der, bei der wälzenden Bewegung cylindrischer Körper auf horizontalen Unterlagen entstehende Widerstand, der zwischen diesen und ihren Unterlagen Statt findenden Pressung nahezu direct, und dem Durchmesser derselben umgekehrt proportional ist;

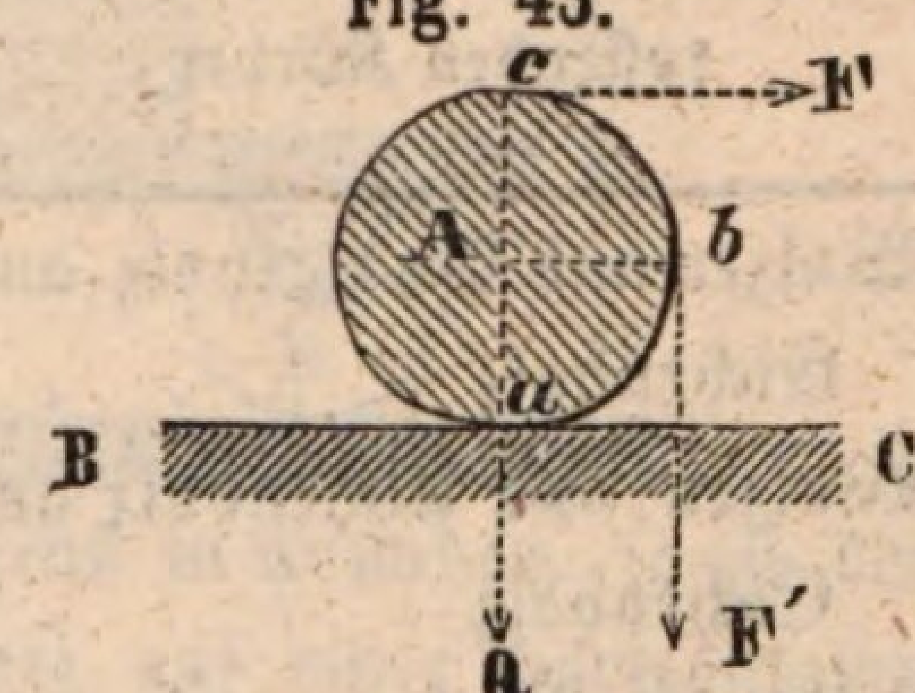
2. daß bei kleinen Pressungen der sich ergebende Widerstand etwas größer zu sein scheine, als er sich nach dem vorhergehenden Gesetze herausstellt;

3. daß das Schmieren der Oberflächen keine bemerkbare Verminderung dieses Widerstandes hervorbringe;

4. daß die wälzende Reibung zwischen glatten Körpern viel kleiner ist, als die gleitende oder drehende zwischen denselben Körpern.

§. 47. Größe des Widerstandes der wälzenden Reibung. Bezeichnet man mit d und d_1 die Durchmesser zweier Walzen von demselben Materiale, mit Q und Q_1 die zwischen diesen und den aus einerlei Materiale bestehenden Unterlagen Statt findenden Pressungen, endlich mit F und F_1 die respectiven, parallel zur Bahn B C und tangentiell an den Umfängen der beiden Walzen wirkenden Kräfte, welche mit dem

Fig. 43.



Widerstande der wälzenden Reibung in beiden Fällen im Gleichgewichte stehen, so muß dem ersten, in dem vorhergehenden Paragraphe ausgesprochenen Erfahrungsgesetze zu Folge, $F : F_1 = \frac{Q}{d} : \frac{Q_1}{d_1}$ sein, woraus sofort $F = \frac{F_1 d_1}{Q_1} . \frac{Q}{d}$ folgt. Wird nun für diese Walze vom Durchmesser d_1, welche gegen ihre Unterlage mit Q_1 Pfund angepreßt wird, im Wege directer Versuche, die zur Überwindung des in diesem Falle entstehenden Widerstandes der wälzenden Reibung nöthige Kraft F_1 ermittelt, so ist der Quotient $\frac{F_1 d_1}{Q_1}$ eine bestimmte Größe, und es wird, wenn man diese mit f'' bezeichnet, dem Obigen gemäß

$$F = f'' \frac{Q}{d} \ . \ . \ . \ (1$$

sein, wobei also f'' ein Coefficient ist, welcher mit der materiellen

Beschaffenheit der sich berührenden Stoffe veränderlich ist, und durch Versuche bestimmt werden muß; man nennt ihn den Reibungscoefficienten.

Aus diesem ist zu ersehen, daß die Relation 1 nicht den absoluten Werth des Widerstandes der wälzenden Reibung, sondern bloß den, bezüglich des Hebelarmes ca der Kraft F für den Berührungspunkt a der Walze mit ihrer Unterlage, also bezüglich eines, dem Durchmesser der Walze gleichen Hebelarmes für den Gleichgewichtszustand erforderlichen Werth gibt. Würde aber die, zur Überwältigung dieses Widerstandes nöthige Kraft an einem, dem Halbmesser der Walze gleichen Hebelarme $Aa = Ab = \frac{d}{2}$ wirken, so wird ihre Größe durch den Ausdruck

$$F' = f'' \frac{2Q}{d} \quad . . . (2$$

gemessen, welcher auch den absoluten Werth dieses Widerstandes, oder der im Berührungspunkte a wirkenden Tangentialkraft gibt, die das Fortrollen der Walze auf der Bahn BC zu hindern strebt.

§. 48. **Reibungscoefficienten.** Nachstehend sind die Werthe der Coefficienten der wälzenden Reibung für einige untersuchte Körper, und zwar für den in Zollen ausgedrückten Durchmesser d derselben angegeben.

Tabelle.

Bezeichnung der aufeinander rollenden Körper	Reibungs-Coefficient f''	Bezeichnung der aufeinander rollenden Körper	Reibungs-Coefficient f''
Walzen aus Guajakholz auf Eichenholz	0·0184	Walzen aus Kalkstein auf einer Fläche desselben Gesteines	0·0594
Walzen aus Ulmenholz auf Eichenholz	0·0311	Gußeiserne Räder auf gußeisernen Schienen .	0·0178 bis 0·0210
Hölzerne Walzen auf einer rauh gemeißelten Steinfläche	0·0500		

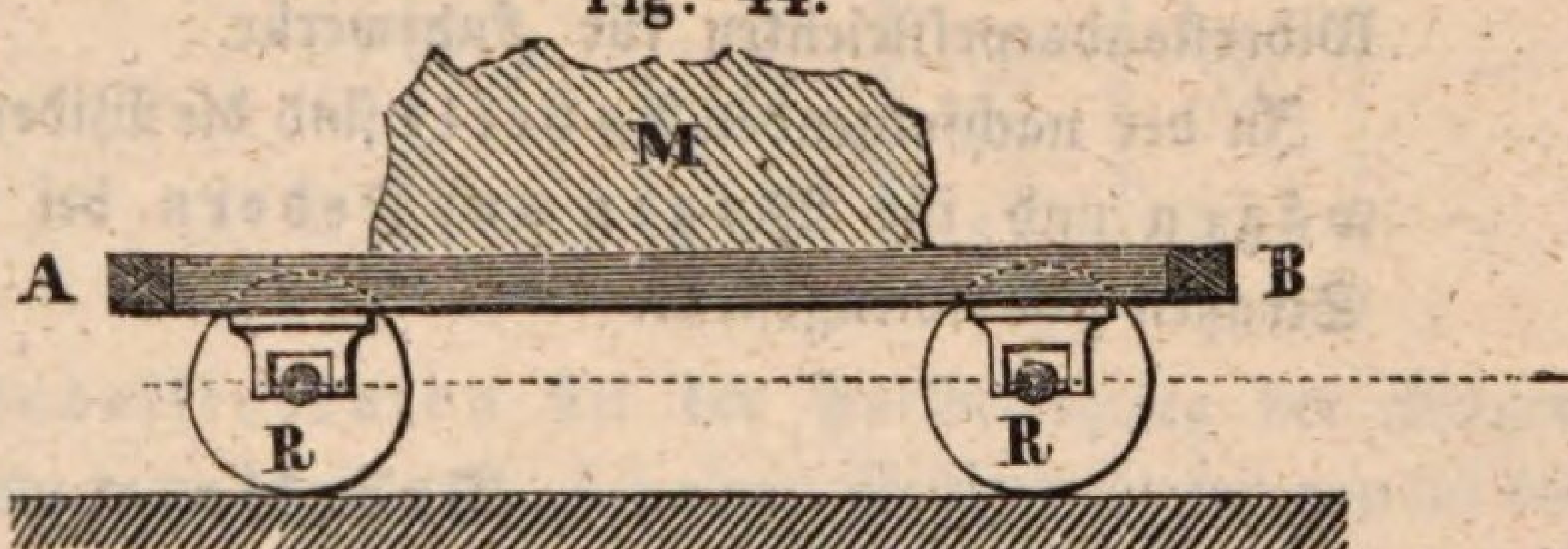
Aus dieser Tabelle ist mit Berücksichtigung der Gleichungen 1 und 2 (§. 47) zu ersehen, daß die wälzende Reibung immer unbedeutend ist; und da selbst für den sehr ungünstigen Fall, wenn $d = 1$ angenommen wird, der Quotient $\frac{f''}{d}$ unter Voraussetzung von festen und glatten Unterlagen viel kleiner ist, als die den sich reibenden Flächen entsprechenden Coefficienten der gleitenden und drehenden Reibung, so ist es einleuchtend, daß auch der Widerstand der wälzenden Reibung unter Voraussetzung von einerlei Pressungen viel kleiner sein wird, als der diesen Materialien entsprechende Widerstand der gleitenden und drehenden Reibung, und dieß um so mehr, je größer der Durchmesser des rollenden Körpers ist. So z. B. ist für einen hölzernen Cylinder von 12 Zoll Durchmesser, welcher auf einer Unterlage von Holz unter dem Drucke Q gewälzt wird, der

entsprechende Reibungscoefficient nach der vorstehenden Tabelle im Mittel = $= 0{\cdot}025$, und folglich der diesem Falle zukommende Widerstand der wälzenden Reibung nach Gleichung 2 (§. 47) $= 0{\cdot}025 \, \frac{2\,Q}{12} = \frac{1}{240}\,Q$, dagegen der diesen Stoffen entsprechende Widerstand der gleitenden Reibung während der Bewegung, unter Voraussetzung trockener Flächen, wegen $f = 0{\cdot}36$ (im Mittel genommen), $= 0{\cdot}36\,Q = \frac{1}{2{\cdot}8}\,Q$ gefunden wird, daher man in den meisten Fällen der Praxis den Widerstand der wälzenden Reibung bei Berechnungen unberücksichtiget lassen kann.

Dieses geringen Betrages der wälzenden Reibung wegen wird dieselbe in vielen Fällen mit großem Vortheile zur Anwendung gebracht. So z. B. legt man unter sehr schwere Lasten, die fortbewegt werden sollen, Walzen oder Kugeln, welche auf Brettern oder Pfosten laufen; man läßt gewisse Maschinentheile, statt sie auf Anderen gleiten zu lassen, sich auf Frictionsrollen oder Laufrädern bewegen u. s. w.

§. 49. Widerstand der Fuhrwerke. Bei der Fortbewegung der Wägen hat die *Zugkraft* zweierlei Widerstände zu bewältigen, nämlich die *drehende Reibung* an den Achsen und die *wälzende* an dem Umfange der Räder; der *erstere* Widerstand ist *proportional* der auf den Achsen ruhenden Last, der *letztere* hingegen dieser Last vermehrt um das Gewicht der Räder. Bezeichnet Q das Gewicht des Wagenbaues **AB** in Pfunden, Q_1 das Gewicht der auf dem Wagen befindlichen zu transportirenden Last **M** in Pfunden, und Q_2 das Gewicht der n Räder **R** des Wagens in Pfunden, so ist der auf *eine Radachse* Statt findende *Druck*, wenn die auf einer horizontalen Bahn fortzuschaffende Last Q_1 auf dem Wagen gleichförmig vertheilt ist, $= \frac{2}{n}(Q + Q_1)$, und sonach der auf *ein Rad* kommende *Druck* $= \frac{1}{n}(Q + Q_1)$.

Fig. 44.



Ist nun f' der Coefficient der drehenden Reibung, d der Durchmesser der Zapfen an den Achsen und D der Durchmesser der Wagenräder, so wird der Widerstand der drehenden Reibung bei *einem Rade* durch $f' . \frac{Q + Q_1}{n}$, und sonach die in der Achsenebene liegende und in der Richtung der Bewegung wirkende *Kraft*, welche diesen Reibungswiderstand zu überwinden hat, durch $f' . \frac{d}{D} . \frac{Q + Q_1}{n}$ gemessen. Bezeichnet ferner f'' den Coefficienten der *wälzenden* Reibung eines Rades auf einer festen Bahn, so ist, weil dasselbe durch $\frac{Q + Q_1 + Q_2}{n}$ Pfund gegen die Bahn angedrückt wird, die zur Ueberwältigung des Widerstandes der wälzenden Reibung in der durch die Radachsen gehenden Richtung erforderliche *Kraft*

$= f''. \frac{2(Q+Q_1+Q_2}{nD}$, sonach die in derselben Richtung wirkende, zur Ueberwindung der beiden Reibungswiderstände an einem Rade nöthige Kraft =
$= f''. \frac{2(Q+Q_1+Q_2}{nD} + f'. \frac{d}{D} . \frac{Q+Q_1}{n}$, folglich die totale, zur Fortbewegung des Wagens erforderliche Zugkraft, (wegen n Rädern)

$$P = f''. \frac{2(Q+Q_1+Q_2)}{D} + f'. \frac{d}{D} (Q+Q_1) \text{ oder}$$

$$P = [2f''(Q+Q_1+Q_2) + f'd(Q+Q_1)] \frac{1}{D} \ldots (3.$$

Von diesen beiden in Rechnung gebrachten Widerständen ist auf gewöhnlichen Straßen die Achsenreibung der kleinere, auf Eisenbahnen aber der größere Widerstand.

Da Q_2 im Verhältnisse zu $(Q+Q_1)$ immer nur klein ist, so kann man annäherungsweise statt der Gleichung 3 die nachfolgende
$P = \frac{2f''+f'd}{D}[Q+Q_1+Q_2]$ substituiren. Bezeichnet man nun den Bruch $\frac{2f''+f'd}{D}$ mit k, so wird

$$P = k[Q+Q_1+Q_2] \ldots (4,$$

wobei k ein Coefficient ist, der den Gesammtwiderstand bei Fuhrwerken in Bruchtheilen der totalen Belastung (der Bruttolast) angibt; man nennt ihn den **Widerstandscoefficienten für Fuhrwerke.**

In der nachfolgenden Tabelle sind die Widerstandscoefficienten für Frachtwägen und für Wägen auf Federn bei verschiedener Beschaffenheit der Straßen zusammengestellt.

Tabelle.

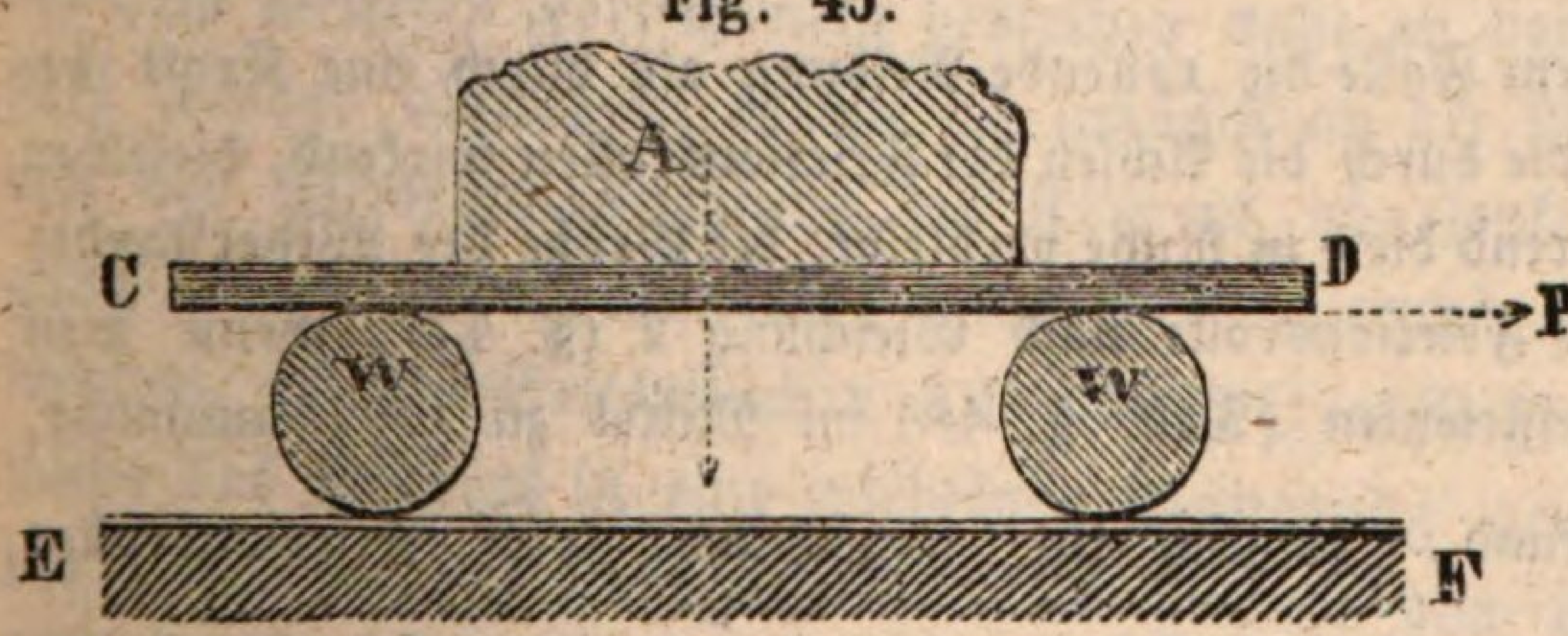
Bezeichnung der Straße	Beschaffenheit derselben	Frachtwagen		Wägen auf Federn		
		Mittlere Radhöhe in Fußen				
		4	4·43	3·64		
		Im Schritte		Im Schritte	Im Trabe	Im scharfen Trabe
Schotterstraße	in sehr gutem Zustande, trocken und eben	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{53}$	$\frac{1}{48}$	$\frac{1}{41}$	$\frac{1}{40}$
	sehr hart, grober Schotter, naß	$\frac{1}{48}$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{42}$	$\frac{1}{27}$	$\frac{1}{23}$
	hart, mit leichten Geleisen, und weichem Kothe . .	$\frac{1}{27}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{26}$	$\frac{1}{22}$	$\frac{1}{20}$
	hart, mit Geleisen und Koth	$\frac{1}{22}$	$\frac{1}{26}$	$\frac{1}{21}$	$\frac{1}{18}$	$\frac{1}{17}$
	sehr verfahren mit dickerem Kothe	$\frac{1}{19}$	$\frac{1}{22}$	$\frac{1}{18}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{15}$

Bezeichnung der Straße	Beschaffenheit derselben	Frachtwagen		Wagen auf Federn		
		Mittlere Radhöhe in Fußen				
		4	4·43	3·64		
		Im Schritte		Im Schritte	Im Trabe	Im scharfen Trabe
Schotterstraße	sehr schlecht, dicker Koth, harter und rauher Grund, 3 bis 4 Zoll tiefe Geleise .	$\frac{1}{13}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	—
Sandsteinpflaster	sehr gutes	$\frac{1}{65}$	$\frac{1}{76}$	$\frac{1}{64}$	$\frac{1}{43}$	$\frac{1}{37}$
	gewöhnliches, trocken . .	$\frac{1}{60}$	$\frac{1}{70}$	$\frac{1}{59}$	$\frac{1}{39}$	$\frac{1}{33}$
	gewöhnliches, naß und mit Koth	$\frac{1}{46}$	$\frac{1}{54}$	$\frac{1}{45}$	$\frac{1}{34}$	$\frac{1}{30}$
Erddamm	sehr gut, beinahe trocken .	$\frac{1}{27}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{26}$	$\frac{1}{26}$	—
	fest, mit einer Kieslage von 1 bis 1·5 Zoll	$\frac{1}{11}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{10}$	—
	fest, mit einer Kieslage von 1·9 bis 2·3 Zoll	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{9}$	—
	fest mit einer Kieslage von 3·8 bis 5·7 Zoll oder eine neue Straße	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	—
Straße mit Schnee bedeckt	nicht gebahnt	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{17}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{14}$	—
Brückenbahn	von Holz	$\frac{1}{43}$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{42}$	$\frac{1}{42}$	—

Den Widerstandscoefficienten bei der Fortbewegung der Wägen auf Eisenbahnen kann man im Mittel, bei einer Geschwindigkeit von 30 bis 40 Fuß, $= \frac{1}{200}$ setzen, wobei der Widerstand, welchen die atmosphärische Luft der Bewegung entgegensetzt, mit berücksichtiget ist.

§. 50. **Beispiele.** 1. Ein 50 Zentner schwerer, auf einer hölzernen Unterlage C D liegender Granitblock A soll vermittelst der unter diese gelegten hölzernen Walzen W von 9 Zoll Durchmesser auf der aus Pfosten gebildeten Bahn E F fortgeschafft werden. Welche Kraft ist hiezu erforderlich, wenn diese in einer zur Bahn E F parallelen Richtung und tangentiell an die Walzen wirken soll? — In diesem Falle wird sich ein zweifacher Widerstand in Folge der wälzenden Reibung zwischen der Unterlage C D und den Walzen W, und zwischen den Walzen W und der Bahn E F, geltend machen. Da nun der Coefficient der wälzenden Reibung von Holz auf Holz im Mittel zu 0·025 (Tab. §. 48) angenommen wer-

Fig. 45.



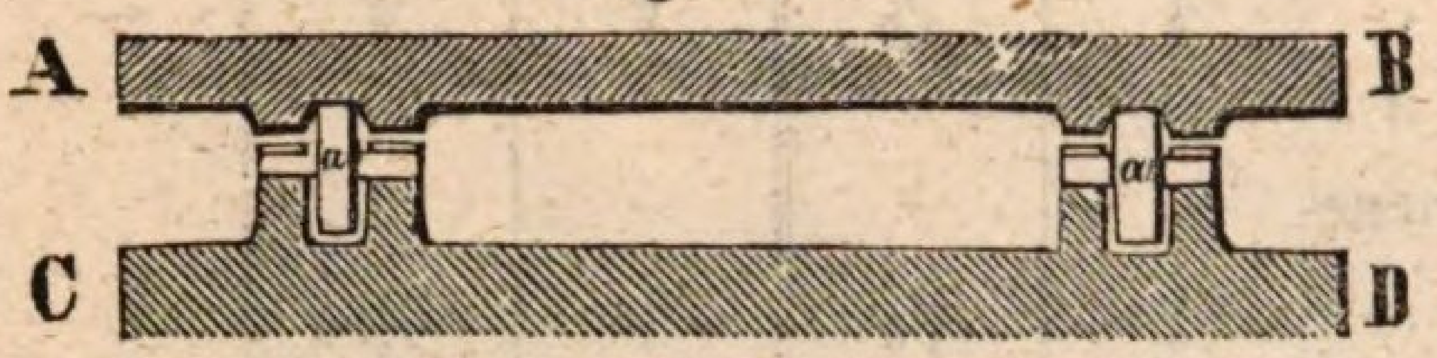
den kann, und der von Seite der Last auf die Walzen Statt findende Druck sich stets auf zwei Walzen vertheilt, so muß nach Gleichung 1 (§. 47), da die Kraft an einem dem Durchmesser der Walzen gleichen Hebelarme wirken soll,

$P = 2 . 0·025 . \frac{2500}{9} + 2 . 0·025 \frac{2500}{9} = 2 . 0·025 . \frac{5000}{9}$, also $P = 27·8$ Pfund betragen. — Sollte jedoch dieser Block nicht auf Walzen, sondern unmittelbar auf der Holzbahn EF, wie ein Schlitten, fortbewegt werden, so müßte, da der Coefficient der gleitenden Reibung nach Tabelle 2, §. 36, wenn man die Reibungsflächen als trocken voraussetzt, im Mittel = 0·36 gesetzt werden kann, die zur Ueberwältigung des Widerstandes der gleitenden Reibung in diesem Falle nöthige Kraft = 0·36 . 5000 = 1800 Pfund betragen, also ungefähr 64·7 Mal so groß sein, als diese sich für die Fortbewegung der Last vermittelst untergelegten Walzen herausgestellt hat.

Anmerkung. Da der Weg, welchen die Walzen in der Richtung der Bahn zurücklegen nur halb so groß ist, als der Weg der Last, so ist es einleuchtend, daß man, um eine weitere Bewegung der Last auf Walzen zu ermöglichen, am vorderen Ende des Gestelles CD immer wieder Walzen unterschieben muß.

2. Eine gußeiserne, 10 Zentner schwere Platte AB (z. B. der Wagen einer Hobelmaschine), welche horizontal auf 12 Frictionsrollen a, die mit ihren schmiedeisernen Achsen in dem gußeisernen Gestelle CD gelagert sind, liegt, soll eine hin und hergehende Bewegung erhalten. Wie groß muß die zur Ueberwindung der hier auftretenden Reibungswiderstände erforderliche, in der Richtung der Berührungsebene liegende, also tangentiell an die Frictionsrollen wirkende Kraft sein? — Haben die eisernen Frictionsrollen einen Durchmesser von 2·5 Zoll, und ihre Achsen einen Durchmesser von 0·3 Zoll, so wird, weil der Druck auf eine Rolle $= \frac{1000}{12} = 83·33$ Pfund beträgt, die Größe des Widerstandes der drehenden Reibung am Umfange der Achse einer Frictionsrolle, da schmiedeiserne Zapfen auf gußeisernen Lagern rotiren, daher bei Anwendung von Olivenöl als Schmiermittel und gewöhnlicher Wartung, der Coefficient der drehenden Reibung nach der Tabelle des §. 43 = 0·075 gesetzt werden kann, = 0·075 . 83·33 = 6·25 Pfund, sonach der Betrag p dieses Widerstandes reduzirt auf den Umfang der Frictionsrolle, wegen $p . \frac{2·5}{2} = 6·25 . \frac{0·3}{2}$, $p = \frac{6·25 . 0·3}{2·5} = 0·75$ Pfund, und der totale, von den zwölf Rollen auf den Umfang derselben reduzirte Widerstand der Achsenreibung = 12 . 0·75 = 9 Pfund sein.

Fig. 46.



Ferner wird, weil in diesem Falle die rollende Reibung als durch eine Kraft bewirkt gedacht werden kann, die durch die Achsen der Frictionsrollen wirkend, dieselben auf der Platte AB wälzt, während diese in Ruhe verbleibt, die Größe des Widerstandes der rollenden Reibung für eine Frictionsrolle nach Gleichung 2 (§. 47), wenn man den entsprechenden Reibungscoefficienten (Tab. §. 48) im Mittel zu 0·02 annimmt, $= 0·02 . \frac{2 . 83·33}{2·5} = 1·33$ Pfund, folglich für sämmtliche zwölf Frictionsrollen 12 . 1·33 = 15·96 Pfund betragen, so daß sich demnach der summarische, durch die

in Frage stehende Kraft zu überwindende Widerstand zu (9 + 15·96), d. i. zu 24·96 Pfund ergibt.

Ohne Anwendung der Frictionsrollen würde bei der Bewegung der Platte **AB** auf dem Gestelle **CD** die gleitende Reibung rege werden, und es müßte die zur Ueberwältigung dieses Widerstandes nöthige Kraft, wenn man den Coefficienten der gleitenden Reibung während der Bewegung für Olivenöl als Schmiere im Mittel = 0·07 (Tab. 2, §. 36) setzt, 0·07 . 1000 = 70 Pfund betragen, sonach ungefähr 2·8 Mal so groß sein, als bei Anwendung von Frictionsrollen.

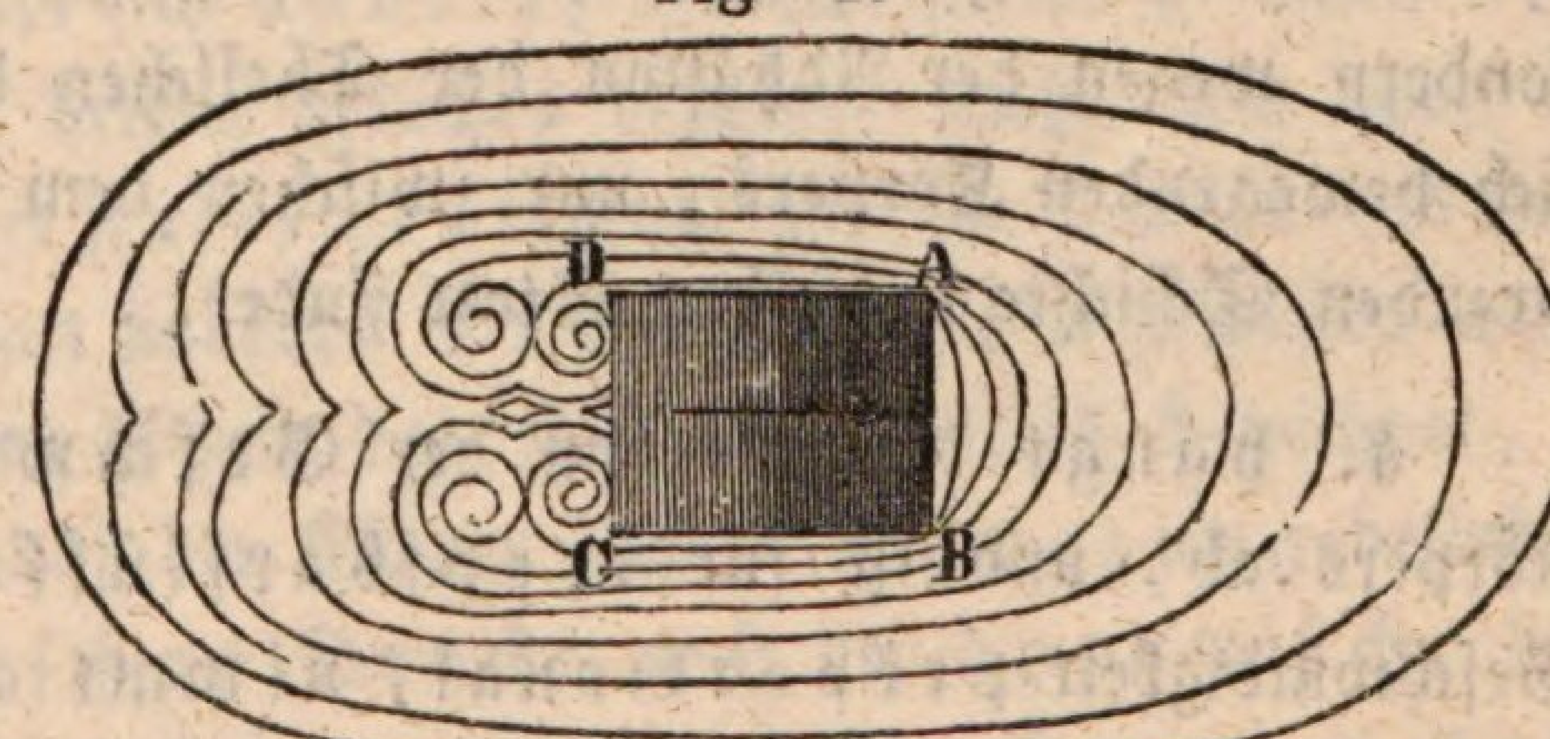
3. Welche Zugkraft ist für einen beladenen Frachtwagen von 120 Zentner Bruttogewicht, dessen mittlere Radhöhe 4 Fuß beträgt, nothwendig, wenn dieser auf einer im guten Zustande befindlichen, trockenen und ebenen Schotterstraße gefahren werden soll? — Da sich für diesen Fall der Widerstandscoefficient, nach der Tabelle des §. 49, zu $\frac{1}{50}$ der Bruttolast ergibt, so wird die Zugkraft = $\frac{1}{50}$. 12000 = 240 Pfund sein müssen.

Wäre die Schotterstraße sehr verfahren und mit dickem Kothe bedeckt, so müßte, da nach der bezüglichen Tabelle für einen solchen Zustand der Straße der Widerstandscoefficient zu $\frac{1}{19}$ angenommen werden kann, zur Fortbewegung des Frachtwagens eine Zugkraft von $\frac{1}{19}$. 12000 = 631·5 Pfund, also eine ungefähr 2·6 Mal so große Zugkraft, als im früheren Falle in Anwendung gebracht werden.

2. Von dem Widerstande des Mittels.

§. 51. Begriff dieses Widerstandes. Erhält ein, in einer unbegrenzten und ruhenden Flüssigkeit (Mittel, Medium) z. B. in einem Teiche, in einem See, oder in der atmosphärischen Luft u. s. w. befindlicher Körper **ABCD**, in Folge der Einwirkung einer stetigen Kraft, eine geradlinig fortschreitende Bewegung, deren Richtung in der nebenstehenden Figur durch einen Pfeil angedeutet ist, so schiebt er mit seiner Vorderfläche **AB** in jedem Augenblicke seiner Bewegung eine gewisse Menge der Flüssigkeitstheilchen vor sich her, welche bei dem weiteren Fortschreiten desselben nahe an den Seitenflächen **AD** und **BC** stets wieder abfließen, indem die zunächst an der Vorderfläche **AB** befindlichen von der Bewegungsrichtung des Körpers abgelenkt werden, und eine Bewegung längs der Vorderfläche annehmen, hierauf an den Kanten **A** und **B** sich wenden, an den Seitenflächen **AD** und **BC** abfließen und endlich an der Hinterfläche des Körpers in eine wirbelnde Bewegung gerathen. Die Geschwindigkeit der Theilchen des flüssigen Mediums wächst von der Mitte der Vorderfläche bis an die Kanten **A** und **B** des Körpers, wird am Anfange der Seitenflächen

Fig. 47.



AD und **BC** am größten, nimmt hierauf an diesen nach und nach ab, und wird endlich an der Hinterfläche des Körpers am kleinsten.

Dadurch erleidet nun der Körper von allen Seiten Pressungen, von denen sich die auf der Richtung der Bewegung normalen und einander entgegenwirkenden, bei Körpern, die bezüglich ihrer Bewegungsrichtung symmetrisch sind, gegenseitig aufheben, und nur die in der Richtung der Bewegung und dieser entgegen Statt findenden eine Resultirende geben, die der Differenz dieser beiden Pressungen gleich ist. Diese Resultirende mißt nun den, der Bewegung des Körpers entgegenwirkenden Druck, welchen man den **Widerstand des Mittels** nennt.

§. 52. Ursachen dieses Widerstandes. Die Ursachen dieses Widerstandes sind 1. die Reibung des flüssigen Mittels an der Oberfläche des sich bewegenden Körpers, und 2. das Verdrängen des Mittels aus dem Orte, welchen der in Bewegung befindliche Körper in jedem Augenblicke derselben einzunehmen strebt.

Der durch die Reibung des Mittels an der Oberfläche des sich bewegenden Körpers entstehende Widerstand richtet sich nach ganz anderen Gesetzen, als der Widerstand der Reibung zwischen zwei festen Körpern, und zwar

1. hängt dieser Widerstand von der Dichte des flüssigen Mittels ab;

2. ist derselbe unabhängig von der Pressung, welche das Mittel, gegen den sich bewegenden Körper und umgekehrt ausübt;

3. ist dieser Widerstand fast unabhängig von dem Materiale, aus welchem die Oberfläche des sich bewegenden Körpers besteht, da in diesem Falle die Reibung nicht zwischen dem flüssigen Mittel und dem bewegten Körper sondern wegen der Adhäsion der Theilchen des Mittels an der Oberfläche des sich bewegenden Körpers, nur zwischen dem Mittel und der dem Körper adhärirenden Schichte desselben Statt findet;

4. hängt derselbe von der Geschwindigkeit des sich bewegenden Körpers ab, und ist für tropfbarflüssige Mittel dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional, nimmt aber für ausdehnsamflüssige in einem etwas größeren Verhältniße zu;

5. ist dieser Widerstand dem sich reibenden Theile der Oberfläche des Körpers proportional.

Während dieser durch Reibung erzeugte Widerstand, welcher sich nie beseitigen läßt, immer nur von unbedeutender Größe ist, ist der durch das Verdrängen des Mittels entstehende in der Regel wichtiger und auch bedeutender. Schwingt das Mittel bei seinem Verdrängen durch den sich bewegenden Körper ruhig auseinander, hierauf, wenn derselbe den eingenommenen Ort ver-

läßt, eben so regelmäßig in seine frühere Lage zurück, so wird der dadurch entstehende Widerstand klein sein; erhält aber das Mittel durch das Verdrängen eine gewaltsam vibrirende Bewegung, so fällt der Widerstand groß aus. Der erstere Bewegungszustand des Mittels kann stets wenigstens annäherungsweise dadurch erreicht werden, daß man dem sich bewegenden Körper eine zweckmäßige, die regelmäßige Bewegung des Mittels fördernde Form gibt.

Der Erfahrung gemäß hängt dieser Widerstand bei Körpern, die in dem flüssigen Mittel ganz eingetaucht sind, nur von der Form ihres Vordertheiles und dem Verhältniße der Länge derselben zur mittleren Breite, und nicht von der Form ihres Hintertheiles ab; wogegen bei Körpern, die nur zum Theile in dem Mittel eingetaucht sind, die Form ihres Hintertheils auf diesen Widerstand einen wesentlichen Einfluß nimmt.

§. 53. Allgemeiner Ausdruck für diesen Widerstand. Bewegt sich ein prismatischer Körper, dessen Achse mit der Bewegungsrichtung zusammenfällt, und dessen Vorder- und Hinterfläche vom Inhalte F eine, gegen die Bewegungsrichtung normale Lage hat, in einem unbegrenzten und ruhenden Mittel, von welchem er ganz umgeben ist, mit der Geschwindigkeit v, ist ferner γ das Gewicht der cubischen Einheit des Mittels, und k' ein von der Form der Vorderfläche abhängiger Erfahrungscoefficient, so kann man den hier Statt findenden hydraulischen Druck $= k'\gamma F \frac{v^2}{2g}$ setzen, welcher Ausdruck sowohl für die Vorder- als auch für die Hinterfläche des Körpers giltig ist, nur daß, weil den Versuchen zu Folge der Widerstand des Mittels, mit dem Verhältniße der Länge des Körpers zu seiner mittleren Breite zunimmt, und dabei der gegen die Vorderfläche wirkende unveränderlich ist, dagegen der von der Hinterfläche herrührende sich ändert, der Coefficient k' einen verschiedenen Werth für diese beiden Flächen erhalten muß. Da aber im ruhigen Stande des Körpers der statische, sowohl auf die Vorder- als auch auf die Hinterfläche desselben Statt findende Druck durch $\gamma F h$ gemessen wird, wobei h die Höhe der drückenden Säule des flüssigen Mittels bezeichnet, so kommt unter der Voraussetzung, daß der Körper sich in Bewegung befindet, für die Vorderfläche zu dem statischen Drucke noch der dynamische hinzu, während für die Hinterfläche der dynamische Druck von dem statischen abgezogen werden muß, weil das widerstehende Mittel ein Bestreben hat, sich von der letzteren Fläche zu entfernen. Diesemnach ist der Totaldruck gegen die Vorderfläche $= \gamma F h + k'\gamma F \frac{v^2}{2g}$, und der gegen die Hinterfläche $= \gamma F h - k''\gamma F \frac{v^2}{2g}$, folglich die Mittelkraft P aus diesen beiden Drücken, welche den Widerstand des Mittels mißt, dem im §. 51 Gesagten gemäß

$$P = \left(\gamma F h + k'\gamma F \frac{v^2}{2g}\right) - \left(\gamma F h - k''\gamma F \frac{v^2}{2g}\right),$$

oder $P = (k' + k'')\gamma F \frac{v^2}{2g}$,

und wenn man $(k' + k'') = k$ setzt, auch

$$P = k\gamma F \frac{v^2}{2g}.$$

§. 54. Größe des Widerstandes für Wasser und atmosphärische Luft. Diese Formel, welche für ein flüssiges Mittel von einer beliebigen Beschaffenheit abgeleitet wurde, gilt demnach sowohl für tropfbar-, als auch für ausdehnsam flüssige Mittel, nur daß sich die Dichte der letzteren sowohl mit dem Barometer-, als auch mit dem Thermometerstande ändert, und überdieß wegen der leichten Zusammendrückbarkeit ausdehnsam flüssiger Mittel, diese auch für den Ruhezustand derselben eine andere ist, als wenn sie sich in Bewegung befinden, so daß demnach für ausdehnsam flüssige Mittel sowohl eine Verschiedenheit des aerodynamischen, als auch des aerostatischen Druckes bezüglich der Vorder- und Hinterfläche des Körpers Statt findet.

Bezeichnet man daher mit Δ' die Dichte eines ausdehnsam flüssigen Mittels im Zustande der Ruhe bei irgend einem Barometer- und Thermometerstande, mit Δ'' die Dichte dieses Mittels, wenn dasselbe unter sonst gleichen Umständen mit dem bewegten Körper in Berührung steht, mit u die Geschwindigkeit, mit welcher dieses bei der Dichte Δ' in einen leeren Raum strömen würde, und mit v die Geschwindigkeit, mit welcher sich der Körper in dem ruhenden Mittel bewegt, so kann man für Geschwindigkeiten von $v < u$, $\Delta'' = \Delta' \left[1 + \frac{v}{u}\right]$, und für Geschwindigkeiten von $v > u$, $\Delta'' = 2\Delta'$ oder, wenn γ'' das Gewicht der cubischen Einheit des ausdehnsam flüssigen Mittels von der Dichte Δ'', und γ' das Gewicht der nämlichen cubischen Einheit dieses Mittels von der Dichte Δ' ist, auch $\gamma'' = \gamma' \left[1 + \frac{v}{u}\right]$ für Geschwindigkeiten von $v < u$, und $\gamma'' = 2\gamma'$ für Geschwindigkeiten von $v > u$ setzen.

Ist das einen in Bewegung befindlichen Körper umgebende Mittel die atmosphärische Luft, so hat man $\gamma'' = \gamma' \left[1 + \frac{v}{1317}\right]$ zu setzen, wobei $\gamma' = \frac{0.000525\, b}{1 + 0.004\, t}\gamma$ ist, wenn γ das Gewicht von ein Cubikfuß Wasser in Pfunden, b den der atmosphärischen Luft von der Dichte Δ' entsprechenden Barometerstand in Fußen, t aber den Thermometerstand in Graden des hunderttheiligen Thermometers bezeichnet.

Diesem nach wird für einen prismatischen Körper (Prisma, Cylinder), wenn das ihn umgebende Mittel Wasser ist, der Widerstand dieses Mittels gemessen durch

$$P = k\gamma F \frac{v^2}{2g} \quad \ldots (1$$

und für atmosphärische Luft durch

$$P = k\gamma' F \left[1 + \frac{v}{1317}\right] \frac{v^2}{2g} \ldots (2 \text{ für } v < 1317 \text{ Fuß},$$

$$\text{und } P = 2k\gamma' F \frac{v^2}{2g} \ldots (3 \text{ für } v > 1317 \text{ Fuß},$$

wobei für γ und γ' die oben angegebenen Werthe zu setzen sind.

Der Widerstand, welchen eine Kugel, die sich geradlinig mit der Geschwindigkeit v in einem widerstehenden Mittel bewegt, erleidet, wird durch

$$P = \tfrac{2}{5} k \gamma F \frac{v^2}{2g} \ldots (4$$

bestimmt, wobei F die größte Querschnittsfläche der Kugel bezeichnet, für γ das Gewicht der cubischen Einheit des Wassers, oder aber einer der beiden oben angegebenen Werthe von γ'' zu setzen ist, je nachdem sich die Kugel im Wasser, oder in der atmosphärischen Luft bewegt.

Wird ein Körper in einem ruhenden Mittel nicht geradlinig, sondern kreisförmig bewegt, so findet ein größerer Widerstand Statt, als unter übrigens gleichen Umständen bei der geradlinigen Bewegung. Den Beobachtungen und Versuchen zu Folge kann man für eine ebene, auf der Umdrehungsachse normal stehende Platte (Tafel), deren Höhe radial gegen diese Achse = h, und deren Fläche = F ist,

$$P' = \left[1 + \frac{6{\cdot}498\, \sqrt{F}}{k(4\varrho - h)}\right] P \ldots (5,$$

und für eine Kugel vom Durchmesser d

$$P' = \left[1 + \frac{7{\cdot}655\, d}{k(4{\cdot}712\, \varrho - d)}\right] P \ldots (6$$

setzen, wobei ϱ die Entfernung des Mittelpunktes der auf die Bewegungsrichtung normalen größten Querschnittsfläche des Körpers von der Umdrehungsachse, P den sich bei der geradlinigen Bewegung desselben Körpers in dem nämlichen Mittel ergebenden, und P′ den bei der kreisförmigen Bewegung auf den Umfang der von dem erwähnten Mittelpunkte beschriebenen Kreislinie bezogenen Widerstand bezeichnet.

§. 55. **Widerstandscoefficienten.** In der nachfolgenden Tabelle sind die Coefficienten des Widerstandes des Mittels für verschiedene Verhältnisse der Länge des Körpers zu der mittleren Breite des größten, auf der Bewegungsrichtung normalen Querschnittes desselben angegeben.

Tabelle.

Verhältniß der Länge des Körpers zu seiner mittleren Breite $\frac{L}{\sqrt{F}}$	Widerstands-Coefficient k	Verhältniß der Länge des Körpers zu seiner mittleren Breite $\frac{L}{\sqrt{F}}$	Widerstands-Coefficient k	Verhältniß der Länge des Körpers zu seiner mittleren Breite $\frac{L}{\sqrt{F}}$	Widerstands-Coefficient k
0·00	1·254	1·75	1·300	3·00	1·325
0·50	1·269	2·00	1·306	4·00	1 342
1·00	1·282	2·25	1·311	5·00	1·356
1·25	1·289	2·50	1·316	6·00	1·368
1·50	1·295	2·75	1·321	7·00	1·379

Anmerkung 1. Das Verhältniß $\frac{L}{\sqrt{F}} = 0$ entspricht einer Fläche (Tafel, Platte) deren Dicke L gleich Null angenommen werden kann; für diese ist der vorstehenden Tabelle zu Folge der Widerstandscoefficient k = 1·254 zu setzen, und es kommen der Erfahrung gemäß auf die Vorderfläche der Tafel ungefähr zwei- und auf die Hinterfläche ein Drittel des totalen Widerstandes. Bei dem Widerstande des Mittels gegen Körper von größerer Längenausdehnung ist aber der partielle Widerstand gegen die Vorderfläche unveränderlich gleich der Einheit, und der totale von den Zahlen der obigen Tabelle abhängig.

Anmerkung 2. Wenn die bewegte Fläche nicht rechtwinkelig gegen die Bewegungsrichtung ist, sondern mit ihr einen schiefen Winkel α bildet, so erhält man den Widerstand P″ des Mittels für diese mit ziemlicher Genauigkeit, wenn man

$$P'' = \frac{2 \sin \alpha^2}{1 + \sin \alpha^2} P$$

setzt, wobei P aus den Gleichungen 1, 2 und 3 bestimmt werden kann.

Anmerkung 3. Runde Körper, wie z. B. Kugeln, cylindrische Wellen, Schwungräder, Radkränze u. s. w. haben bei der drehenden Bewegung um ihre geometrische Achse keinen Widerstand zu erleiden, wenn von jenem geringen Widerstande abstrahirt wird, welcher durch die Reibung des widerstehenden Mittels an der Oberfläche des Körpers entsteht.

§. 56. Widerstand der Schiffe. Ist ein in einem flüssigen Mittel z. B. im Wasser sich bewegender Körper nicht untergetaucht, sondern schwimmt er auf demselben, so entsteht an dem Vordertheile desselben eine kleine Anstauung, und an dem Hintertheile eine geringe Senkung des Wassers, so daß wegen dem Unterschiede des Wasserniveaus an dem Vorder- und Hintertheile (der Denivellation) der Druck an dem Vordertheile vermehrt, an dem Hintertheile aber vermindert wird. Bezeichnet daher F den Flächeninhalt des größten auf der Bewegungsrichtung normalen Querschnittes des eingetauchten

Theiles eines schwimmenden Körpers z. B. eines Schiffes, welches mit der Geschwindigkeit V sich im ruhigen Wasser bewegt, und k eine von seiner Form abhängige Erfahrungszahl, den sogenannten **Widerstandscoefficienten für Schiffe**, so kann die Kraft P zur Fortbewegung des Schiffes im Wasser, also der zu überwindende Widerstand, ebenfalls aus der in dem §. 53 abgeleiteten Gleichung

$$P = k \gamma F \frac{v^2}{2g} \ldots (7$$

bestimmt werden.

Da aber dem §. 52 gemäß, eine zweckmäßige Form des sich in einem Mittel bewegenden Körpers den Widerstand, welcher durch das Verdrängen des Mittels entsteht, bedeutend verringert, so hat man seit jeher stets dahin gestrebt, den Schiffen, wegen ihrer großen Wichtigkeit für den Völkerverkehr, die Verminderung dieses Widerstandes bezweckende Formen zu geben; und wenn es auch bis jetzt noch nicht gelungen ist, dieselben auf theoretischem Wege abzuleiten, so ist man doch durch zahlreiche, in der Schiffsbaukunst gemachte Erfahrungen nach und nach zu Formen gelangt, welche nur noch einen geringen, vorzugsweise von der Reibung herrührenden Widerstand verursachen. Die diesen Formen entsprechenden Widerstandscoefficienten sind aus der nachfolgenden Tabelle zu entnehmen.

Tabelle.

Querschnittsfläche F in Quadratfußen	Geschwindigkeit v der Schiffe in Fußen				
	9	12	15	18	21
30	0·092	0·088	0·084	0·080	0·076
60	0·087	0·083	0·079	0·075	0·071
100	0·084	0·080	0·076	0·072	0·068
200	0·078	0·074	0·070	0·066	0·062
300	0·074	0·070	0·066	0·062	0·058
400	0·070	0·066	0·062	0·058	0·054

Die Gleichung 7 läßt sich, wenn man den Quotienten $\frac{k\gamma}{2g}$ mit K bezeichnet, auch in der Form

$$P = K F v^2$$

darstellen, und man kann der Erfahrung zu Folge für gut geformte Schiffe den Coefficienten $K = \left[0{\cdot}025 + 0{\cdot}002 \frac{L}{B}\left(2 + \frac{B}{2T}\right)\right]$ setzen, wobei L die Länge, B die größte Breite, und T die Tauchung des Schiffes bedeutet.

Bewegt sich ein Schiff in einem Fluße, so setze man in der obigen Formel 7, wenn c die Geschwindigkeit des fließenden Wassers bezeichnet, $(v \pm c)$ Statt v, je nachdem das Schiff stromauf- oder abwärts fährt.

§. 57. Beispiele. 1. Wie groß muß die Kraft sein, welche nöthig ist, um einen parallelopipedischen Körper von 4 Fuß Länge, 1 Fuß Breite, und 2 Fuß Höhe, in einem ruhigen Wasser nach seiner Längenrichtung mit 3 Fuß Geschwindigkeit zu bewegen? — Da der auf der Bewegungsrichtung normale Querschnitt des Parallelopipedes $F = 2$ Quadratfuß, und das Verhältniß $\frac{L}{\sqrt{F}} = \frac{4}{\sqrt{2}} = 2\cdot83$ ist, für diese Verhältnißzahl aber der Widerstandscoefficient k nach der Tabelle des §. 55 zwischen 1·321 und 1·325 liegt, und zu 1·322 angenommen werden kann, so wird nach Gleichung 1 (§. 54) der Widerstand, welchen das Wasser der Bewegung des Parallelopipedes entgegensetzt, somit auch die zur Bewegung desselben nöthige Kraft $P = 1\cdot322 \,.\, 56\cdot5 \,.\, 2 \,.\, \frac{9}{2\,.\,31} =$ $= 21\cdot685$ Pfund betragen müssen.

2. Welchen Widerstand verursacht eine dünne Tafel von 2·5 Fuß Breite und 1·5 Fuß Höhe, wenn diese an einem, an einer Achse angebrachten Arme so befestiget ist, daß ihre Breitenausdehnung normal auf die Armlänge zu stehen kommt, und dieselbe im ruhigen Wasser untergetaucht, um eine horizontale Achse im Kreise derart bewegt wird, daß der, um 8 Fuß von der Rotationsachse abstehende Mittelpunkt der Tafel eine Geschwindigkeit von 5 Fuß erhält? — Da in diesem Falle $F = 2\cdot5 \,.\, 1\cdot5 = 3\cdot75$ Quadratfuß beträgt, und, weil die Tafel als sehr dünn vorausgesetzt wurde, $\frac{L}{\sqrt{F}}$ eine sehr kleine Größe ist, die wir annäherungsweise $= 0$ setzen können, wofür nach Tabelle des §. 55 der Widerstandscoefficient $k = 1\cdot254$ genommen werden muß, so wird der Widerstand, welchen das Wasser dieser Tafel bei der geradlinigen Bewegung entgegensetzen würde, nach Gleichung 1 (§. 54) $P = 1\cdot254 \,.\, 56\cdot5 \,.\, 3\cdot75 \,.\, \frac{25}{62} = 107\cdot133$ Pfd, und folglich der Widerstand P' für die kreisförmige Bewegung, nach Gleichung 5 (§. 54), wegen $\rho = 8$ Fuß, $h = 1\cdot5$ Fuß, und $\sqrt{F} = \sqrt{3\cdot75} = 1\cdot936$,

$P' = \left[1 + \frac{6\cdot498 \,.\, 1\cdot936}{1\cdot254\,(4\,.\,8 - 1\cdot5)}\right] 107\cdot133 = 1\cdot329 \,.\, 107\cdot133 = 142\cdot38$ Pfund betragen.

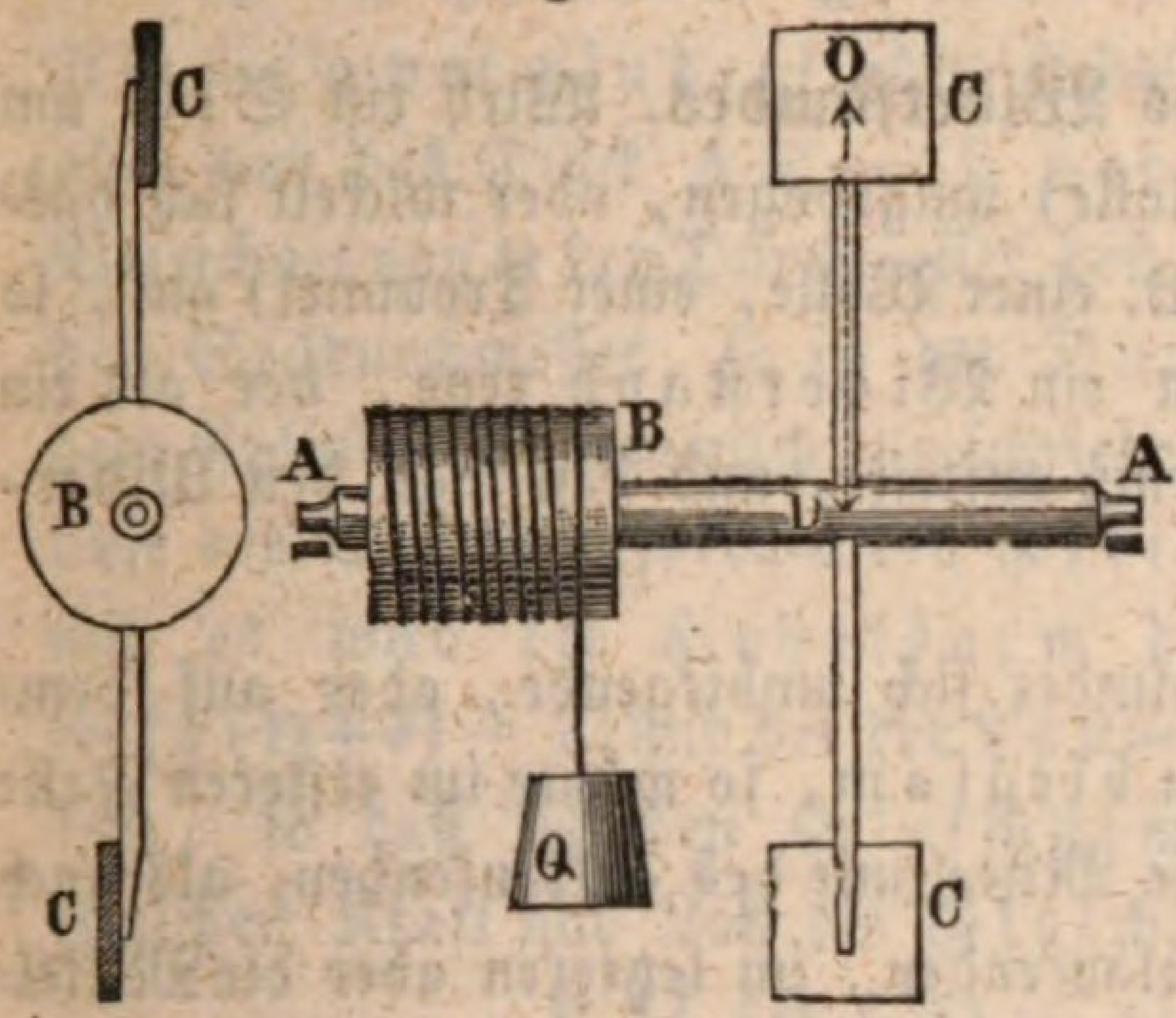
3. Welchen Widerstand verursacht ein cylindrischer Körper von 3 Fuß Durchmesser und 15 Fuß Länge, wenn derselbe nach seiner Achsenrichtung in atmosphärischer Luft von 14 Grad Temperatur und dem Barometerstande von 2·4 Fuß, mit einer Geschwindigkeit von 30 Fuß geradlinig bewegt wird? — Da der, auf der Bewegungsrichtung des Cylinders normal stehende Querschnitt desselben $F = \frac{1}{4} \,.\, 3\cdot142 \,.\, 9 = 7\cdot069$ Quadratfuß, $\sqrt{F} = 2\cdot66$ und $\frac{L}{\sqrt{F}} = \frac{15}{2\cdot66} = 5\cdot6$ ist, so hat man, weil der Widerstandscoefficient in diesem Falle nach der Tabelle des §. 55 für die Werthe von $\frac{L}{\sqrt{F}} = 5$ und 6, zwischen 1·356 und 1·368 liegt, denselben im Mittel zu 1·363 anzunehmen. Da ferner wegen dem Barometerstande $b = 2\cdot4$ Fuß, und der Temperatur $t = 14$ Grad des Mittels das Gewicht von 1 Cubikfuß dieser atmosphärischen Luft (nach §. 54) $\gamma' = \frac{0\cdot000525 \,.\, 2\cdot4}{1 + 0\cdot004 \,.\, 14} \,.\, 56\cdot5 = 0\cdot067$ Pfund ist, so wird der, der Bewegung des Cylinders von Seite der atmosphärischen Luft entgegenwirkende Widerstand nach der Gleichung 2 (§. 54),

$$P = 1\cdot363 \,.\, 0\cdot067 \,.\, 7\cdot069 \,.\, \left[1 + \frac{30}{1317}\right] \,.\, \frac{900}{62}$$

betragen, woraus sofort $P = 8\cdot58$ Pfund folgt.

4. Wie groß muß das, an einem, an der Achse AA angebrachten Cylinder B, von 4 Zoll Durchmesser, wirkende Gewicht Q sein, um den durch neben-

Fig. 48.



stehende Figuren in zwei Ansichten dargestellten Windfang (das Flügelrad), dessen quadratförmige Flügeln C eine Seitenlänge von 3 Zoll haben, mit einer, dem Schwerpunkte O der Flügelflächen entsprechenden Geschwindigkeit von 25 Fuß, in atmosphärischer Luft von 18 Grad Temperatur und dem Barometerstande von 28·8 Zoll, in Bewegung zu erhalten, wenn die Entfernung D O, d. i. der Abstand des Schwerpunktes der Flügelflächen von der Rotationsachse, 8 Zoll beträgt? — Da die totale bewegte Fläche $F = \frac{2 . 9}{144} = 0{\cdot}125$ Quadratfuß, und das Gewicht γ' von 1 Cubikfuß der atmosphärischen Luft, bei dem Barometerstande von $\frac{28{\cdot}8}{12} = 2{\cdot}4$ Fuß und der Temperatur $t = 18$ Grad, (nach §. 54) $\gamma' =$ $= \frac{0{\cdot}000525 . 2{\cdot}4}{1 + 0{\cdot}004 . 18} . 56{\cdot}5 = 0{\cdot}0664$ Pfund beträgt, der Widerstandscoefficient aber, wegen $\frac{L}{\sqrt{F}} = o$, zu 1·254 angenommen werden muß, so ist der für die geradlinige Bewegung der beiden Flügelradflächen in ruhiger Luft, mit der Geschwindigkeit von 25 Fuß, entfallende Widerstand P (nach der Gleichung 2 des §. 54)
$= 1{\cdot}254 . 0{\cdot}0664 . 0{\cdot}125 . \left[1 + \frac{25}{1317}\right] . \frac{625}{2.31} = 0{\cdot}106$ Pfund, und der bei diesem Apparate für die kreisförmige Bewegung entstehende, auf den Umfang des Schwerpunktskreises der Flügeln bezogene Widerstand P′, wegen $\varrho = \frac{8}{12} = 0{\cdot}667$ Fuß, $h = \frac{3}{12} = 0{\cdot}25$ Fuß und $\sqrt{F} = \sqrt{0{\cdot}125} = 0{\cdot}353$, nach Gleichung 4 (§. 54) $=$
$= \left[1 + \frac{5{\cdot}181 . 0{\cdot}353}{4 . 0{\cdot}667 - 0{\cdot}25}\right] . 0{\cdot}106 = 0{\cdot}186$ Pfund sein. Nun wirkt das Gewicht Q an einem Hebelarme von $\frac{4}{2} = 2$ Zoll und dieser letztere Widerstand an einem Hebel von 8 Zoll, somit muß für den Gleichgewichtszustand die Gleichung: $Q . 2 = 0{\cdot}186 . 8$ bestehen, woraus sofort: $Q = \frac{0{\cdot}186 . 8}{2} = 0{\cdot}744$ Pfund folgt, wobei jedoch der allerdings sehr kleine Widerstand der Reibung an den Zapfen der Achse A A unberücksichtiget blieb, welcher ebenfalls von dem Gewichte Q überwunden werden muß.

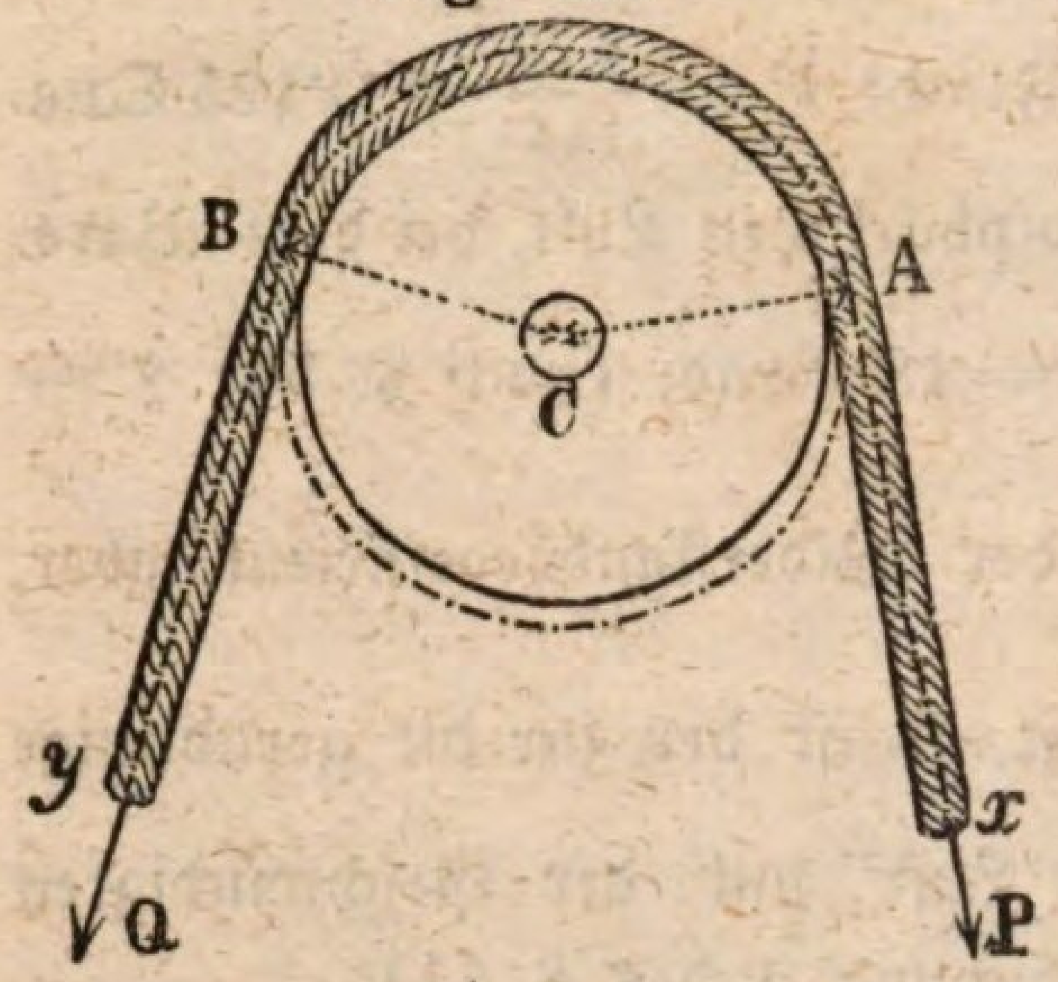
5. Welchen Widerstand verursacht ein gut gebautes Schiff, wenn die eingetauchte Fläche des größten, auf die Bewegungsrichtung normalen Querschnittes 300 Quadratfuß, und die Geschwindigkeit des Schiffes 10 Seemeilen in der Stunde ist? — Da eine Seemeile 976·48 W. Klafter = 5858·88 W. Fuß, also die Geschwindigkeit des Schiffes in der Secunde $= \frac{5858{\cdot}88}{3600} = 16{,}3$ Fuß ist, ferner für den eingetauchten Querschnitt von 300 Quadratfuß, und die Geschwindigkeit von 16·3 Fuß der Widerstandscoefficient, nach der Tabelle des §. 56, zwischen 0·066 und 0·062 liegt, und man denselben im Mittel mit 0·064 annehmen kann, so wird der gesuchte Widerstand P, nach Gleichung 7 (§. 56), $= 0{\cdot}064 . 56{\cdot}5 . 300 . \frac{265{\cdot}69}{2 . 31} = 4648{\cdot}7$ Pfund betragen.

3. Von dem Widerstande der Steifigkeit der Seile.

§. 58. **Begriff und Größe dieses Widerstandes.** Wird ein Seil um einen cylindrischen Körper (z. B. eine Rolle) umgebogen, oder wickelt sich dasselbe auf einem rotirenden Cylinder (z. B. einer Welle, einer Trommel) auf, so wird durch die Steifigkeit desselben ein Widerstand rege, der als ein der Bewegung entgegen wirkendes Hinderniß auftritt, und den man den **Widerstand der Steifigkeit der Seile** nennt.

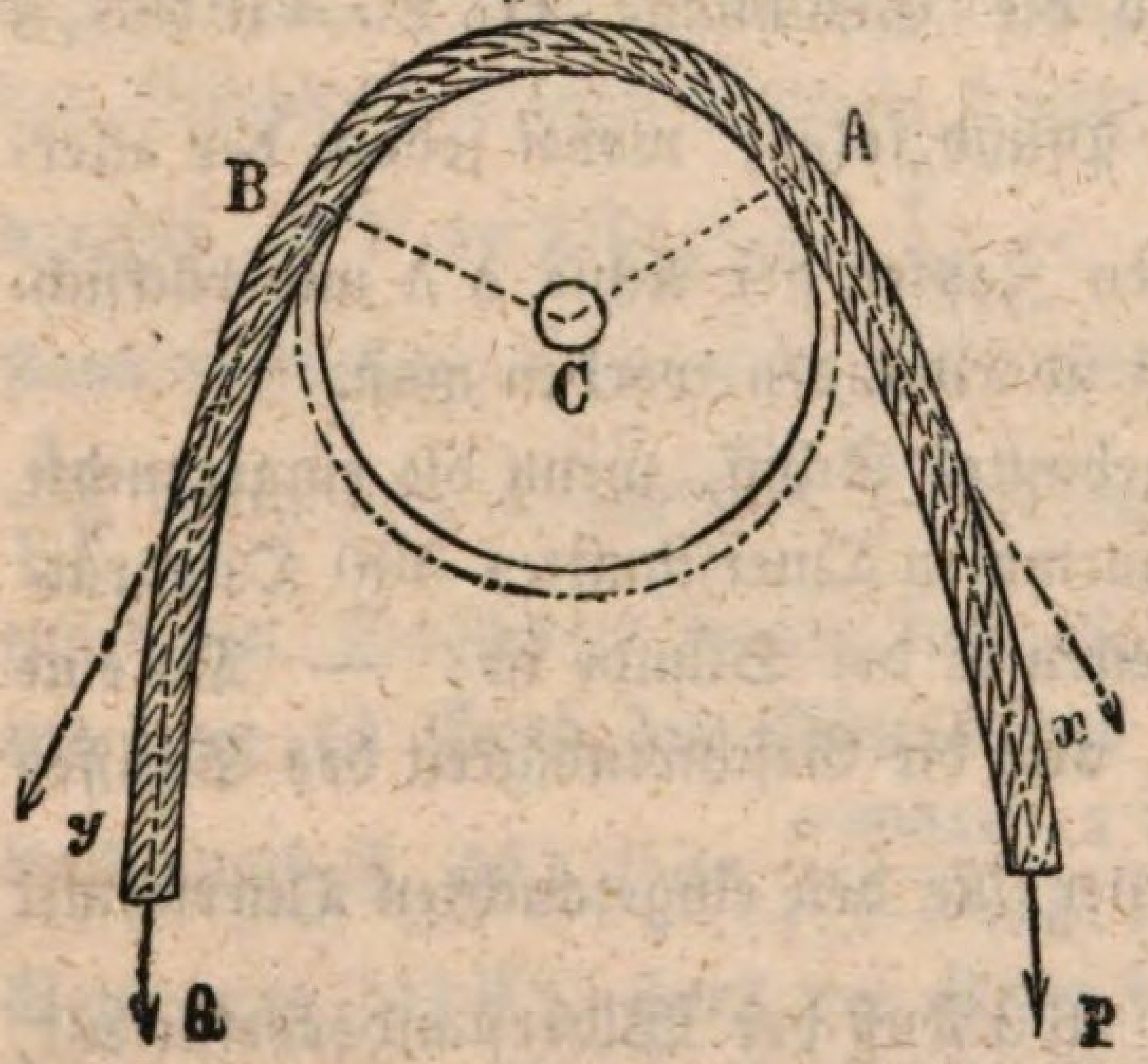
Wäre das, um einen rotirenden Cylinder sich umbiegende, oder auf demselben aufwickelnde Seil vollkommen biegsam, so müßte im ersteren Falle sowohl die Mittellinie des auflaufenden, als auch die des ablaufenden, im letzteren aber die Mittellinie des sich auf dem Cylinder aufwickelnden Seilstückes, in jedem Augenblicke der Bewegung mit der Tangente an den entsprechenden Berührungspunkt der Mittellinie des respectiven Seilstückes mit dem Kreise, welchen man dem Cylinder mit einem, um die halbe Seildicke vermehrten Halbmesser desselben concentrisch umschreibt, zusammenfallen, und es würde, wenn in dem ersteren Falle an dem einen Seilende A x die bewegende Kraft P, an dem andern B y aber die widerstehende Q wirksam wäre, in jedem Augenblicke der Bewegung, wegen der Gleichheit der Hebelsarme CA und CB, P = Q sein, wenn man von der Reibung der Zapfen des Cylinders in ihren Lagern absieht.

Fig. 49.



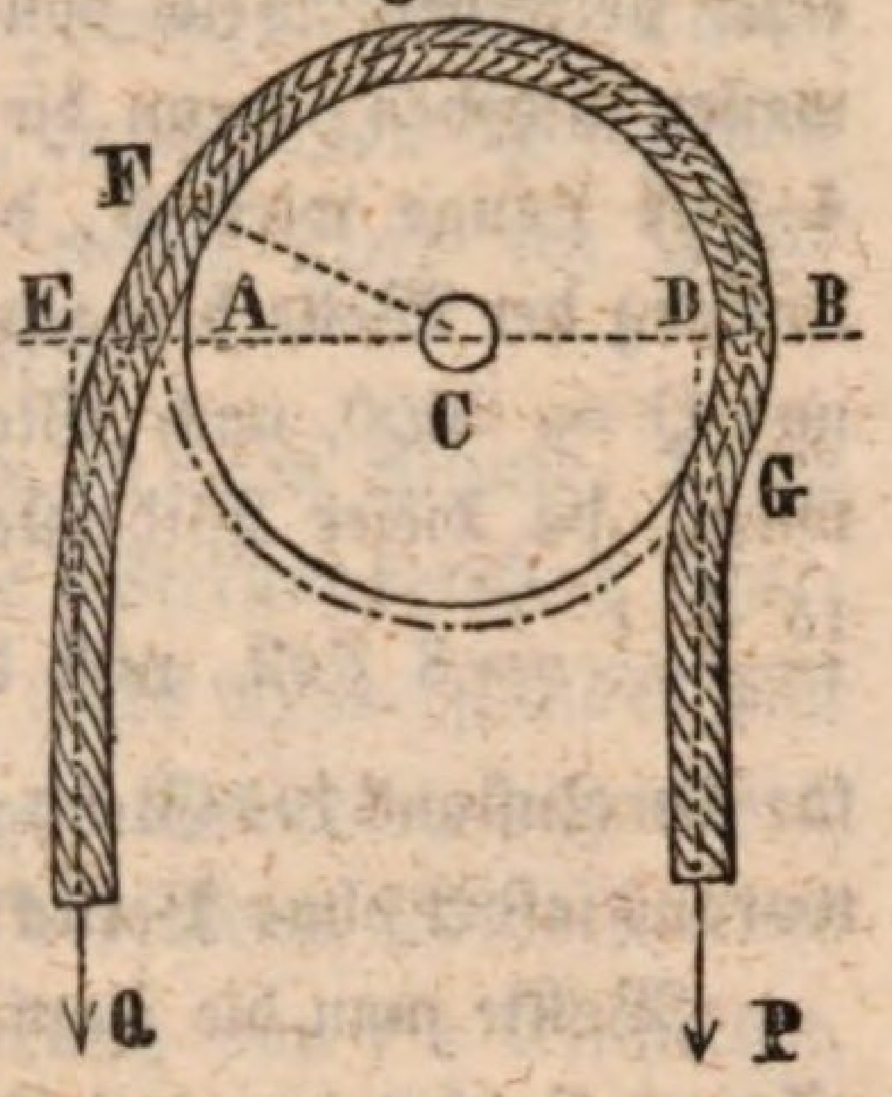
Wäre das Seil zwar nicht vollkommen biegsam, aber vollkommen elastisch, so würde es sich im Zustande der Ruhe auf beiden Seiten des Cylinders gleich legen, und in dieser Lage auch während der Rotation des Cylinders verbleiben. Die Mittellinien der beiden Seilstücke werden zwar nicht mit den Tangenten an die den Berührungspunkten des Seiles entsprechenden Punkte des erwähnten concentrischen Kreises zusammenfallen, die Abweichungen von der Richtung der Tangenten werden jedoch beiderseits gleich groß sein, also auch die Vergrößerung der Hebelsarme der Kraft und der Last um dieselbe Größe Statt finden, so daß in diesem Falle ebenfalls P = Q sein wird.

Fig. 50.



Ist aber das Seil weder vollkommen biegsam, noch auch vollkommen elastisch, so legt es sich um den Cylinder während der Rotation desselben auf eine Weise, welche aus der nachstehenden Figur (fig. 51) ersichtlich ist. Es steht nämlich das auflaufende Seilstück von A bis F von dem Umfange des Cylinders ab, während sich das ablaufende um etwas gegen denselben von B bis G hinein legt,

Fig. 51.



so daß der Hebelsarm der Kraft P um das Stück BD = a vermindert, der Hebelsarm der Last Q aber um das Stück AE = b vergrößert wird. Bezeichnet nun D den Durchmesser des Cylinders, und δ den Seildurchmesser, so ist der Durchmesser des, dem Cylinder concentrisch umschriebenen, der Mittellinie des Seiles entsprechenden Kreises $= (D + \delta)$ und es wird der Hebelsarm der Kraft $= [\frac{1}{2}(D+\delta) - a]$ und der der Last $= [\frac{1}{2}(D+\delta) + b]$ sein, so daß für den Gleichgewichtszustand zwischen Kraft und Last die Gleichung:

$$P\,[\tfrac{1}{2}(D+\delta) - a] = Q\,[\tfrac{1}{2}(D+\delta) + b]$$

bestehen muß, woraus sofort: $P = \frac{\frac{1}{2}(D+\delta)+b}{\frac{1}{2}(D+\delta)-a}\,Q$, oder $P = \frac{D+\delta+2b}{D+\delta-2a}\,Q$ folgt. Da aber für ein vollkommen biegsames Seil, dem Obigen gemäß, $P = Q$ sein müßte, so wird der, durch die Steifigkeit des Seiles entstehende Widerstand gemessen durch: $S = P - Q = \left[\frac{D+\delta+2b}{D+\delta-2a} - 1\right] Q$, oder $S = \frac{2(a+b)}{D+\delta-2a}\,Q$, und wenn man im Nenner dieses Ausdruckes die, im Vergleiche mit $(D+\delta)$ stets kleine Größe $2a$ vernachlässiget, so wird auch:

$$S = \frac{2(a+b)}{D+\delta}\,Q \;\ldots\; (1.$$

Den zum Behufe der Bestimmung dieses Widerstandes vorgenommenen Versuchen zu Folge kann man aber für schon gebrauchte, noch in gutem Zustande befindliche Seile mittlerer Art, wenn sie nicht naß und nicht zu steif sind, und bei größeren Seilspannungen, wie sie gewöhnlich in der Praxis vorkommen, annäherungsweise

$$S = k\,\frac{\delta^2}{D}\,Q \;\ldots\; (2$$

setzen, wobei $k = 0{\cdot}685$ zu nehmen ist.

Anmerkung. Die Steifigkeit getheerter Seile ist um $\frac{1}{6}$ größer, als die der ungetheerten, und die der nassen um $\frac{1}{12}$ größer, als die der trockenen gefunden worden. Alte, mit Theer bestrichene Seile werden eben so steif, wie neue. Die Kälte vermehrt bei dicken Seilen die Steifigkeit u. s. w.

§. 59. **Beispiele.** 1. Wie groß muß die Kraft sein, die eine Last von 10 Zentner, vermittelst eines um eine feste Rolle von 4 Zoll Halbmesser gelegten Seiles von 0·6 Zoll Stärke heben soll? — Da wegen $\delta = 0{\cdot}6$, $D = 8$, und $Q = 1000$, nach Gleichung 2 des vorstehenden Paragraphes, der, bei der Hebung der gegebenen Last rege werdende Widerstand der Steifigkeit des Seiles $= 0{\cdot}685 \,.\, \frac{0{\cdot}36}{8} \,.\, 1000 = 30{\cdot}8$ Pfund beträgt, so wird die totale, zum Heben der Last mit Rücksicht auf diesen Widerstand nöthige Kraft $= 1000 + 30{\cdot}8 = 1030{\cdot}8$ Pfund sein müssen, wobei jedoch noch die Zapfenreibung an der Achse der festen Rolle nicht berücksichtiget wurde.

2. Welche Kraft ist nöthig, um eine Last von 20 Zentner vermittelst eines, sich auf einer hölzernen Welle von 15 Zoll Durchmesser aufwickelnden Seiles von 1 Zoll Durchmesser zu heben, wenn die Kraft an einem, mit der Welle verbundenen Hebelsarme von 4 Fuß Länge wirkend, dieselbe in rotirende Bewegung versetzt? — Da der, auf den Umfang der Welle bezogene Widerstand der Steifigkeit des Seiles, wegen $\delta = 1$, $D = 15$ und $Q = 2000$, nach Gleichung 2 (§. 58), $= 0{\cdot}685 \,.\, \frac{1}{15} \,.\, 2000 = 91{\cdot}3$ Pfund ist, so wird, da dieser Widerstand, so wie auch die Last an einem Hebel von der Länge $\frac{15 + 1}{2} = 8$ Zoll, und die Kraft an einem von der Länge $4 \,.\, 12 = 48$ Zoll wirken, für den Zustand des Gleichgewichtes zwischen Kraft und Last, $P \,.\, 48 = (2000 + 91{\cdot}3)\, 8$, woraus sofort ohne Berücksichtigung der Zapfenreibung $P = 348{\cdot}5$ Pfund folgt.

Wollte man die Zapfenreibung auch in Rechnung ziehen, so wird, da die schmiedeisernen Zapfen von $1{\cdot}6$ Zoll Durchmesser mit $(2000 + 348{\cdot}5) = 2348{\cdot}5$ Pfund im Maximo an ihre eisernen Lager angedrückt werden, der an dem Umfange Statt findende Reibungs-Widerstand, wenn man den Reibungscoefficienten (§. 43) für gewöhnliche Wartung $= 0{\cdot}075$ setzt, gemessen durch $0{\cdot}075 \,.\, 2348{\cdot}5 = 176{\cdot}14$ Pfund, daher sich dieser Widerstand auf den Umfang des, der Welle mit 8 Zoll Halbmesser umschriebenen concentrischen Kreises bezogen, zu $\frac{176{\cdot}14 \,.\, 1{\cdot}6}{2 \,.\, 8} = 17{\cdot}614$ Pfund, und auf den Angriffspunkt der Kraft P am Hebelsarme reduzirt, zu $\frac{17{\cdot}614 \,.\, 8}{48} = 2{\cdot}935$ Pfund ergibt, sonach die totale am Hebel wirkende Kraft $P = 348{\cdot}5 + 2{\cdot}935 = 351{\cdot}435$ Pfund sein müßte.

Drittes Kapitel.

Von den Wirkungen und Effecten der Kräfte.

§. 60. Arbeit oder Wirkung einer Kraft im Allgemeinen. Eine Kraft **arbeitet**, oder sie ist **thätig**, wenn durch dieselbe ein Widerstand überwunden, und dabei der Angriffspunkt durch die Zeit ihrer Einwirkung bewegt wird, wie dieses bei der Fortschaffung von Lasten, bei der Änderung der Form der Körper, bei der Zertheilung derselben u. s. w. der Fall ist. Der Begriff der Arbeit oder Thätigkeit einer Kraft ist daher aus zwei Elementen zusammengesetzt, aus der Intensität des Widerstandes nämlich, welcher durch sie überwunden wird, und aus dem Wege, durch welchen die Bewältigung desselben geschieht.

Der Angriffspunkt einer arbeitenden Kraft kann aber bezüglich ihrer Richtung entweder eine vor-, oder eine rückschreitende Bewegung annehmen; im ersten Falle entwickelt sie eine Thätigkeit, welche die erfolgte Bewegung begünstiget, im letzteren dagegen dieser hinderlich entgegentritt. Die Thätigkeit einer Kraft, bei welcher ihr Angriffspunkt eine vorschreitende Bewegung hat, nennt man ihre mechanische **Arbeit** oder **Wirkung**; diejenige aber, bei welcher ihr Angriffspunkt sich rückschreitend bewegt, die **Gegenwirkung**.

§. 61. Wirkungseinheit. Maß der Wirkungen. Als Einheit der mechanischen Arbeit oder Wirkung nimmt man diejenige Arbeit, welche zur Überwindung eines Widerstandes von einem Pfund, durch einen Weg von einem Fuß, in einer Sekunde nothwendig ist, und nennt diese ein **Fußpfund**, welches man der Kürze halber mit **Fpf** bezeichnet.

Da nun die Überwindung eines Widerstandes von einem Pfund, durch einen Weg von einem Fuß in einer Secunde, eine Wirkungseinheit erfordert, so ist es leicht einzusehen, daß zur Überwältigung eines Widerstandes von P Pfund, durch den Weg von einem Fuß in einer Secunde, eine Wirkung von P Wirkungseinheiten, und zur Überwindung desselben Widerstandes durch einen Weg von s Fuß in derselben Zeit, eine Wirkung von Ps Einheiten, so wie endlich zur Überwindung des Widerstandes von P Pfund, durch den Weg von S Fuß in t Secunden, wobei $S = st$ sein soll, die Wirkung von P S Einheiten nothwendig ist. Bezeichnet man die Größe dieser Wirkung mit W, so ist:

$$W = P\,S,$$

und es ist sonach das Maß der Arbeit oder Wirkung einer Kraft während einer bestimmten Zeit das Product aus der Intensität der Kraft oder des zu überwindenden Widerstandes in Pfunden in den, in der Richtung der Kraft liegenden, in Fußen ausgedrückten Weg, durch welchen diese gewirkt hat, oder der Widerstand überwunden wurde.

Für eine Kraft von der Intensität P′ und den Weg S′ durch welchen sie gewirkt hat, ist die entsprechende Wirkung

$$W' = P'\,S',$$

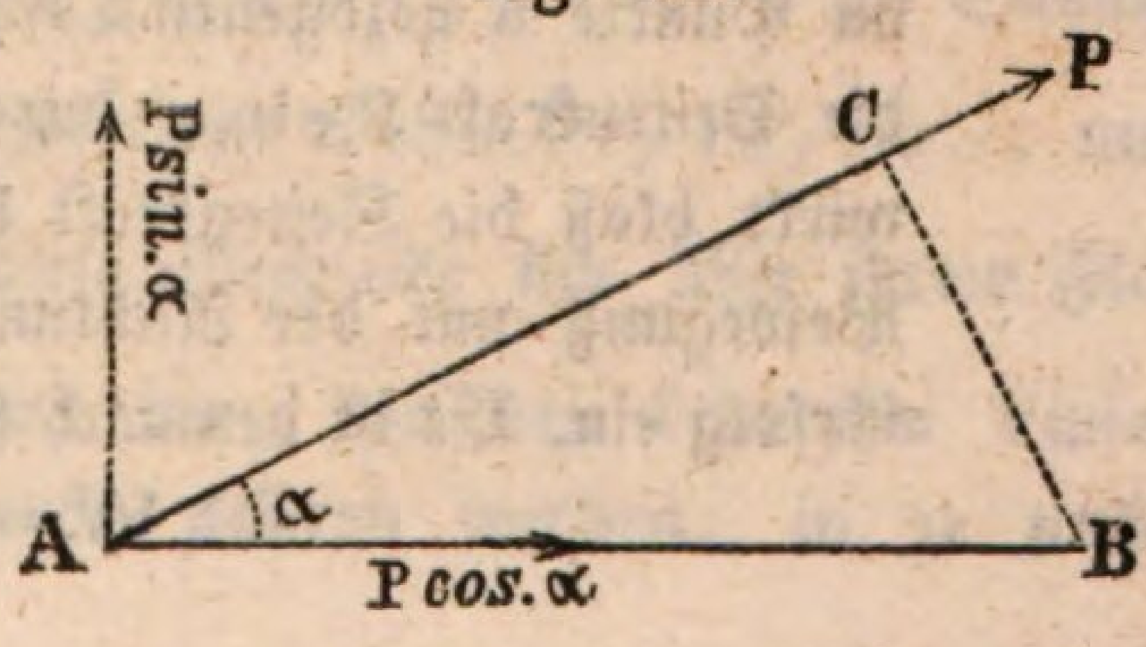
und es muß sich $W : W' = P\,S : P'\,S'$ verhalten. Soll nun $W = W'$ werden, so muß $P\,S = P'\,S'$ sein, oder es muß sich $P : P' = S' : S$ verhalten. Es können daher zwei Kräfte, die rücksichtlich ihrer Intensität verschieden sind, gleich große Wirkungen hervorbringen, wenn nur die Wege, durch welche sie thätig sind, sich verkehrt wie ihre Intensitäten verhalten. So z. B. wird die nämliche Wirkung entwickelt, wenn ein Widerstand von 100 Pfund durch den Weg von 10 Fuß, oder ein Widerstand von 1000 Pfund durch den Weg von 1 Fuß überwunden wird, da sich $10 : 1 = 1000 : 100$ verhält.

§. 62. Wirkung einer constanten Kraft. Wirkt eine Kraft mit unveränderlicher Intensität P auf einen Punkt A (Angriffspunkt), und bewegt sie denselben in einer geraden Richtung, die in jedem Augenblicke der Bewegung mit der Kraftrichtung übereinstimmt, oder dieser entgegengesetzt ist, durch den Weg S, so ist, dem vorhergehenden Paragraphe gemäß, in diesem Falle die entwickelte Wirkung

$$W = P\,S \;\ldots\ldots\; (1.$$

Wenn aber eine Kraft mit unveränderlicher Intensität P wirkt, und es erfolgt die Bewegung ihres Angriffspunktes A in Folge der Einwirkung einer äußeren Ursache (z. B. einer Leitung oder Führung) nach einer geraden Richtung A B, welche aber mit der Kraftrichtung einen Winkel α bildet, durch den Weg S, so kann man sich statt der Kraft P, ihre Componenten $P\cos\alpha$

Fig. 52.



und P sin α, erstere nach der Richtung AB, letztere hingegen normal auf diese im Punkte A wirkend denken. Wenn nun die Kraft P ihre Richtung während der Bewegung nicht ändert, so wirken die beiden Seitenkräfte ebenfalls mit constanter Intensität auf den Punkt A ein, und es ist einleuchtend, daß, da die Seitenkraft P sin α keine Arbeit verrichten kann, die Bewegung bloß durch die Einwirkung der Seitenkraft P cos α vor sich geht, so daß demnach die Wirkung W, welche in diesem Falle die Kraft P hervorbringt, gemessen wird durch

$$W = P S \cos \alpha \; . \; . \; . \; (2.$$

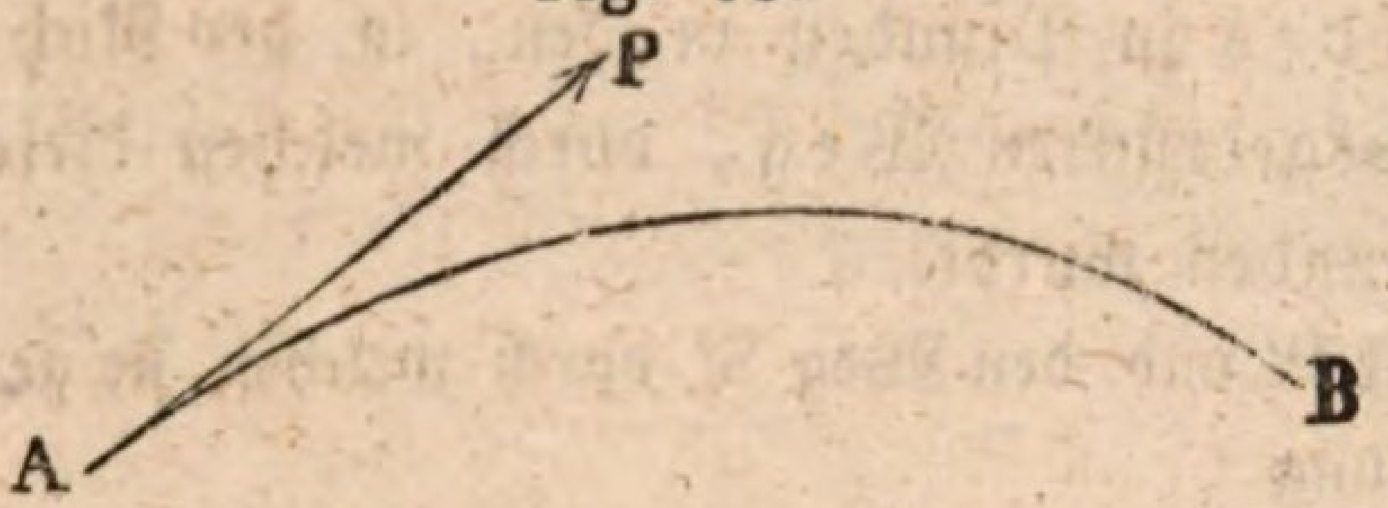
Da aber S cos α die Projection AC des Weges AB auf die Richtung der Kraft ist, so wird, wenn man diese mit p bezeichnet, die hervorgebrachte Wirkung

$$W = P p \; . \; . \; . \; (2'$$

sein; es wird demnach die Wirkung (oder Gegenwirkung) einer Kraft durch das Product aus ihrer Intensität in die Projection des von ihrem Angriffspunkte beschriebenen Weges auf die Richtung der Kraft gemessen.

§. 63. Wirkt eine constante Kraft P auf einen Punkt A ein, welcher durch eine Führung gezwungen wird, sich in der krummen Bahn AB von der absoluten Länge S zu bewegen, und fällt in jedem Augenblicke der Thätigkeit der Kraft, ihre Richtung mit der Tangente an den, diesem entsprechenden Punkte der Bahn zusammen, so ist die Arbeit der Kraft gerade so groß, als ob diese den Punkt A in einer geraden Linie von der Länge S bewegt hätte, und es wird demnach die Wirkung dieser Kraft durch

Fig. 53.

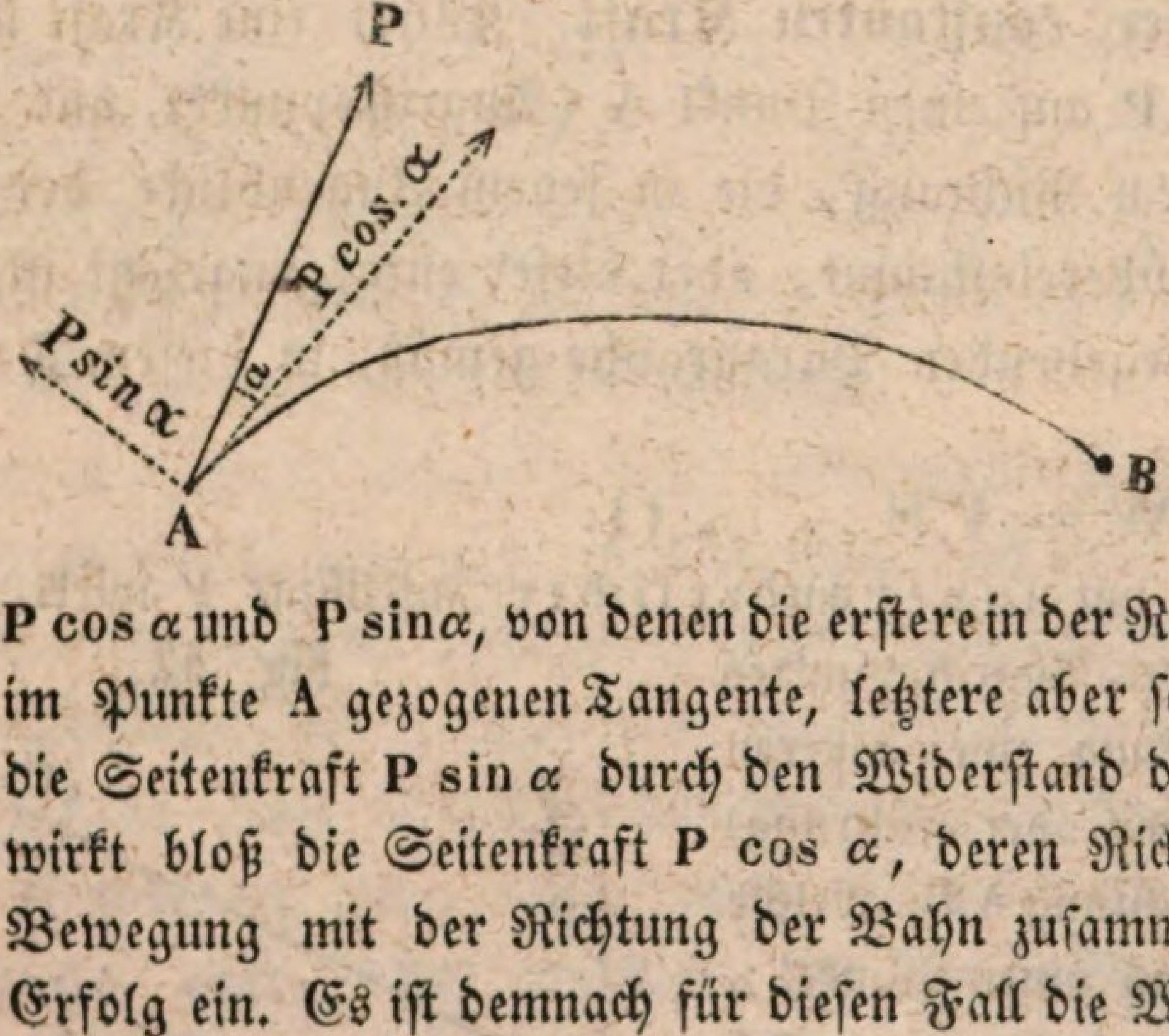


$$W = P S \; . \; . \; . \; (3$$

bestimmt.

Wenn aber eine Kraft von der unveränderlichen Intensität P auf ein Bewegliches einwirkt, und ihr Angriffspunkt A durch eine Leitung gezwungen wird, sich in einer krummen Bahn AB, von der absoluten Länge S, zu bewegen, wobei jedoch die Richtung der Kraft in jedem Augenblicke der Bewegung mit der Richtung der Bahn einen constanten Winkel α bildet, so zerlege man die Kraft P in die zwei Seitenkräfte P cos α und P sinα, von denen die erstere in der Richtung der an die krumme Bahn im Punkte A gezogenen Tangente, letztere aber senkrecht auf diese wirkt. Da nun die Seitenkraft P sin α durch den Widerstand der Leitung aufgehoben wird, so wirkt bloß die Seitenkraft P cos α, deren Richtung in jedem Augenblicke der Bewegung mit der Richtung der Bahn zusammenfällt, auf den Punkt A mit Erfolg ein. Es ist demnach für diesen Fall die Wirkung der Kraft

Fig. 54.

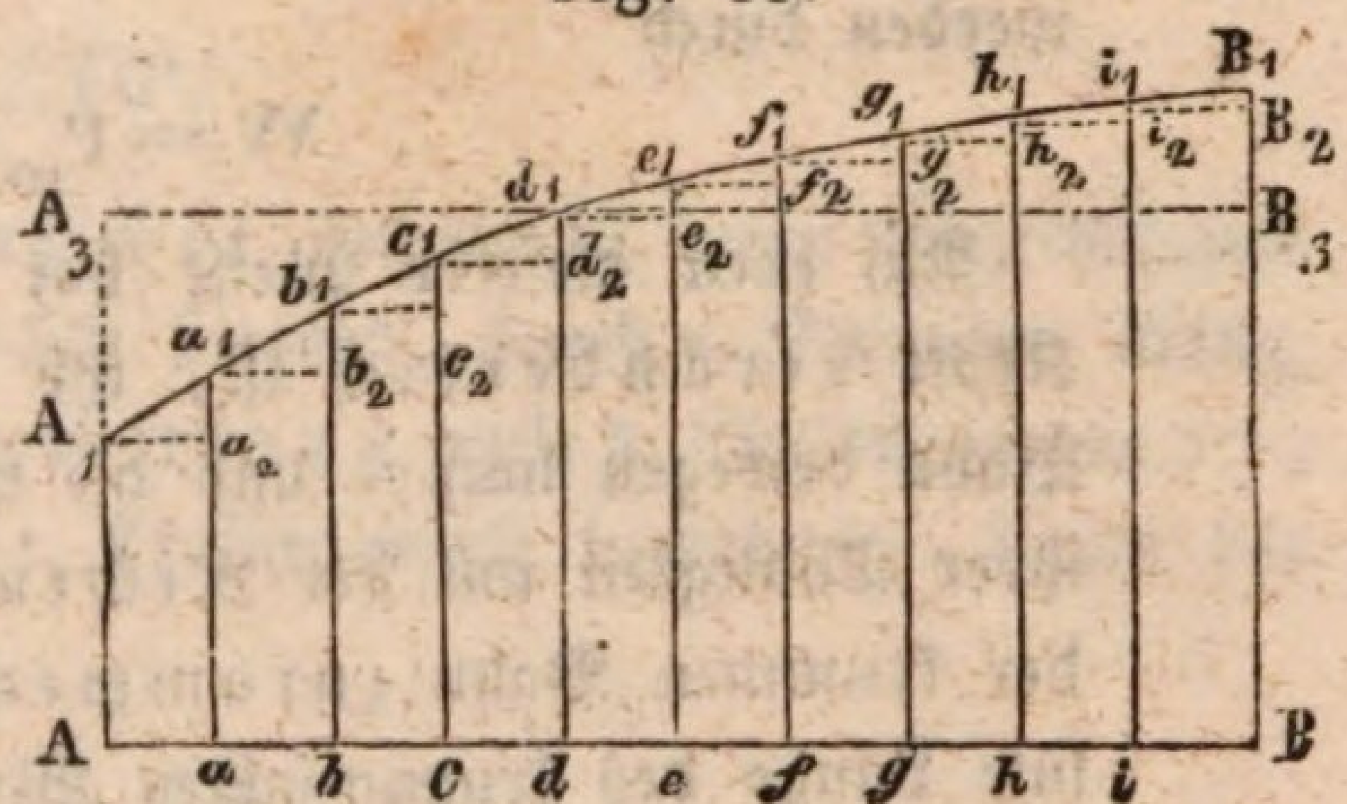


$$W = P S \cos \alpha \; . \; . \; . \; (4.$$

§. 64. Wirkung einer veränderlichen Kraft. Wirkt eine Kraft von veränderlicher Intensität auf einen Punkt A, und bewegt denselben geradlinig durch den Weg S, wobei die Richtung der Kraft in jedem Augenblicke der Bewegung mit der Richtung des bewegten Punktes zusammenfallen soll, so kann man diese während ihrer Thätigkeit durch ein sehr kurzes Wegesstückchen als constant ansehen, und die, jedem einzelnen dieser Wegtheilchen entsprechende Wirkung, nach §. 62, durch das Product aus der zugehörigen Intensität der Kraft in die Länge eines solchen Theilchens ausdrücken. Die Summe dieser einzelnen Theilwirkungen gibt die Gesammtwirkung der variablen Kraft durch den Weg S.

Ist AB eine gerade Linie von der Länge S, welche den Weg darstellt, durch den die variable Kraft einen Widerstand überwindet, so betrachte man sie als Abszissenaxe, theile dieselbe in sehr kleine Theile Aa, ab, bc, cd ... ein, errichte in den einzelnen Theilungspunkten Ordinaten, trage auf denselben die, jedem einzelnen der Theilungspunkte entsprechende Intensität der variablen Kraft auf, und verbinde die sich auf diese Weise ergebenden Punkte A_1, a_1, b_1, ... durch eine stetige Linie, die gerad- oder krummlinig sein wird. Nun sind dem Obigen gemäß die Producte $AA_1 . Aa$, $aa_1 . ab$, $bb_1 . bc$, ..., oder wenn man die Ordinaten AA_1, aa_1, bb_1 ... mit P_1, P_2, P_3 ..., und die Wegesstückchen Aa, ab, bc ..., mit s_1, s_2, s_3 .... bezeichnet, die Producte $P_1 s_1$, $P_2 s_2$, $P_3 s_3$ .... die Theilwirkungen der veränderlichen Kraft; sonach wird die Gesammtwirkung

Fig. 55.



$$W = P_1 s_1 + P_2 s_2 + P_3 s_3 + P_4 s_4 + ...$$

sein. Nimmt man an, daß die Linie AB in n gleiche Theile getheilt wurde, und setzt $s_1 = s_2 = s_3 = ... = s$, so kann die Gesammtwirkung der variablen Kraft auch ausgedrückt werden durch:

$$W = [P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + ...] s,$$

oder, da unter der gemachten Voraussetzung $s = \frac{1}{n} S$ ist, auch durch

$$W = \frac{1}{n} [P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + ...] S ... (5.$$

Aus dem Vorangehenden erhellet, daß dieser Ausdruck nur einen angenäherten Werth der Gesammtwirkung gibt, und es wird dieser um so genauer, je größer n angenommen wird, (in je mehr gleiche Theile man daher die Linie AB eintheilt). Da aber das Product $\frac{1}{n} [P_1 + P_2 + P_3 + ...] S$ die Summe der Rechtecke Aa_2, ab_2, bc_2... von den respectiven Höhen P_1, P_2, P_3... und der für alle gleichen Breite $\frac{S}{n}$ darstellt, diese Rechtecke sich aber ihrem Flächeninhalte nach um so mehr den Flächen der, von den krummen Linien $A_1 a_1$, $a_1 b_1$, $b_1 c_1$,... begrenzten Vierecke nähern werden, in je mehr

Theile man die Linie AB eintheilt, (je kleiner also die Theile Aa, ab, bc,... werden), so folgt, daß sich unter dieser Voraussetzung auch das Product $\frac{1}{n}[P_1 + P_2 + P_3 + \ldots] S$ immer mehr und mehr dem wahren Werthe des Flächeninhaltes der von der krummen Linie $A_1 B_1$ begrenzten Fläche AB_1 nähern wird, daher die Wirkung einer veränderlichen Kraft genau durch den Flächeninhalt der, auf die oben angegebene Weise verzeichneten Figur bestimmt wird.

Wird die Fläche AB_1 durch eine parallel zu AB gezogene Linie $A_2 B_2$ in ein Rechteck von derselben Breite AB und gleichem Flächeninhalte verwandelt, so gibt die Höhe $AA_2 = BB_2$ dieses Rechteckes den mittleren Werth der variablen Kraft, d. i. diejenige constante Kraft, welche, durch denselben Weg AB wirkend, eine eben so große Wirkung hervorbringt, als die variable Kraft selbst. Bezeichnet man diese mittlere Kraft mit P_m, so kann die Wirkung der veränderlichen Kraft auch ausgedrückt werden durch

$$W = P_m S \ldots (5'.$$

Auf eben dieselbe Weise hat man zu verfahren, wenn die Intensität einer Kraft veränderlich ist, ihr Angriffspunkt sich jedoch in einer krummen Bahn bewegen muß, und die Richtung der Kraft in jedem Augenblicke ihrer Thätigkeit mit der Richtung der Tangenten an die einzelnen Punkte der krummen Bahn zusammenfällt, da in diesem Falle nur die absolute Länge des krummlinigen Weges auf einer Geraden als Abszissenaxe aufzutragen, und im Weiteren wie Oben vorzugehen ist.

Eben so verhält es sich mit der Bestimmung der Wirkung einer veränderlichen Kraft, wenn ihre Richtung mit der gerad- oder krummlinigen Wegesrichtung ihres Angriffspunktes einen Winkel bildet; denn durch ein kleines Wegesstückchen kann die Kraft als constant angesehen werden, und es wird, nach den §§. 62 und 63, die Theilwirkung durch das Product aus der diesem entsprechenden Intensität der Kraft, in die Projection dieses Wegesstückchens auf die Richtung der Kraft bestimmt, während die Gesammtwirkung der Summe sämmtlicher Theilwirkungen gleich ist.

§. 65. Effect einer Kraft. Wenn es sich darum handelt, die Wirkung einer Kraft zu bestimmen, die zur Verrichtung einer gewissen Arbeit nothwendig ist, so hat man auf die Zeit, in welcher diese Wirkung entwickelt wird, keine Rücksicht zu nehmen, da der Werth der Arbeit sich in diesem Falle nur nach der Größe der aufgewendeten Wirkung richtet. Wird aber gefordert, daß eine gewisse Arbeit in einer bestimmten Zeit geleistet werden soll, so muß bei der Bestimmung der Wirkung auch die Zeitdauer berücksichtiget werden, da bei continuirlichen Arbeiten, welche eine constante Kraft, wenn sie mit unveränderlicher Geschwindigkeit thätig ist, in einer gewissen Zeit leistet, in allen gleichen Zeitintervallen z. B. in einer jeden Secunde eine bestimmte Größe der Wirkung verlangt wird. In einem solchen Falle genügt es, die Wirkung zu kennen, welche in jeder Secunde entwickelt wird,

da man dadurch in den Stand gesetzt ist, auch die Wirkungen angeben zu können, welche unter gleichen Umständen in irgend einer Zeit hervorgebracht werden.

Diese Wirkung, welche eine constante Kraft, wenn sie mit unveränderlicher Geschwindigkeit thätig ist, in jeder Secunde hervorbringt, nennt man den (mechanischen) **Effect** der Kraft, und dieser wird durch das Product aus der Intensität der Kraft in die Länge des Weges, den ihr Angriffspunkt in einer Secunde zurücklegt, also in die Geschwindigkeit, mit welcher er sich bewegt, gemessen. Bezeichnet man daher den Effect einer constanten, mit unveränderlicher Geschwindigkeit thätigen Kraft von der Intensität P mit E, die Geschwindigkeit ihres Angriffspunktes mit V, und die Wirkung, welche sie in t Secunden hervorbringt, mit W, so ist dem Obigen gemäß:

$$E = PV \ldots (6,$$

$$\text{und } E = \frac{W}{t} \ldots (6'.$$

Ist aber eine Kraft von veränderlicher Intensität, deren Angriffspunkt mit veränderlicher Geschwindigkeit sich bewegt, durch t Secunden thätig, so ist die in dieser Zeit hervorgebrachte Wirkung, nach §. 64 (Gleichung 5'): $W = P_m S$, wobei P_m die mittlere Kraftintensität bezeichnet; daher der Effect dieser Kraft

$$E = \frac{P_m S}{t} = P_m \frac{S}{t}.$$

Nun ist $\frac{S}{t}$ die mittlere Geschwindigkeit d. i. derjenige Weg, welchen der Angriffspunkt der Kraft mit gleichförmiger Bewegung in jeder Secunde zurücklegen müßte, damit er in t Secunden den Weg S durchlaufe, daher, wenn man diese mit V_m bezeichnet

$$E = P_m V_m \ldots (6''.$$

§. 66. Effect in Pferdekräften. Sind sehr große Wirkungen, wie sie in dem Maschinenwesen sehr häufig vorkommen, zu messen, so sind selbst die Effecte, wenn man sie in Fußpfunden ausdrückt, ihrem Zahlenwerthe nach noch zu groß, als daß man im Stande wäre, eine klare Vorstellung von der Bedeutung so großer Zahlen zu erlangen; daher auch diese zum Gebrauche im practischen Leben unbequem sind. Aus diesem Grunde ist man übereingekommen in solchen Fällen die Wirkungen mit einer größeren Wirkungseinheit zu messen, von der man sich leicht eine anschauliche Vorstellung machen kann, und wählte hiezu eine Wirkung von 430 Fpf, d. i. eine Wirkung, die zur Erhebung von 430 Wiener Pfund, auf eine Höhe von einem Wiener Fuß in einer Secunde, nothwendig ist, welche man eine **Pferdekraft** nannte, weil diese Zahl (nach Watt) den mittleren Effect der stärksten Arbeitspferde, bei einer 8 bis 10 stündigen Arbeitsdauer innerhalb 24 Stunden, angibt. Wir wollen sie der Kürze halber mit **Pfk** bezeichnen.

Bezeichnet man daher mit **E** den in Fußpfunden ausgedrückten Effect einer Kraft, und mit **N** die Anzahl der Pferdekräfte, welche thätig sein müßten, um diesen Effect **E** hervorzubringen, so ist

$$E = 430\,N, \text{ und daher } N = \frac{E}{430} \;.\;.\;.\; (7,$$

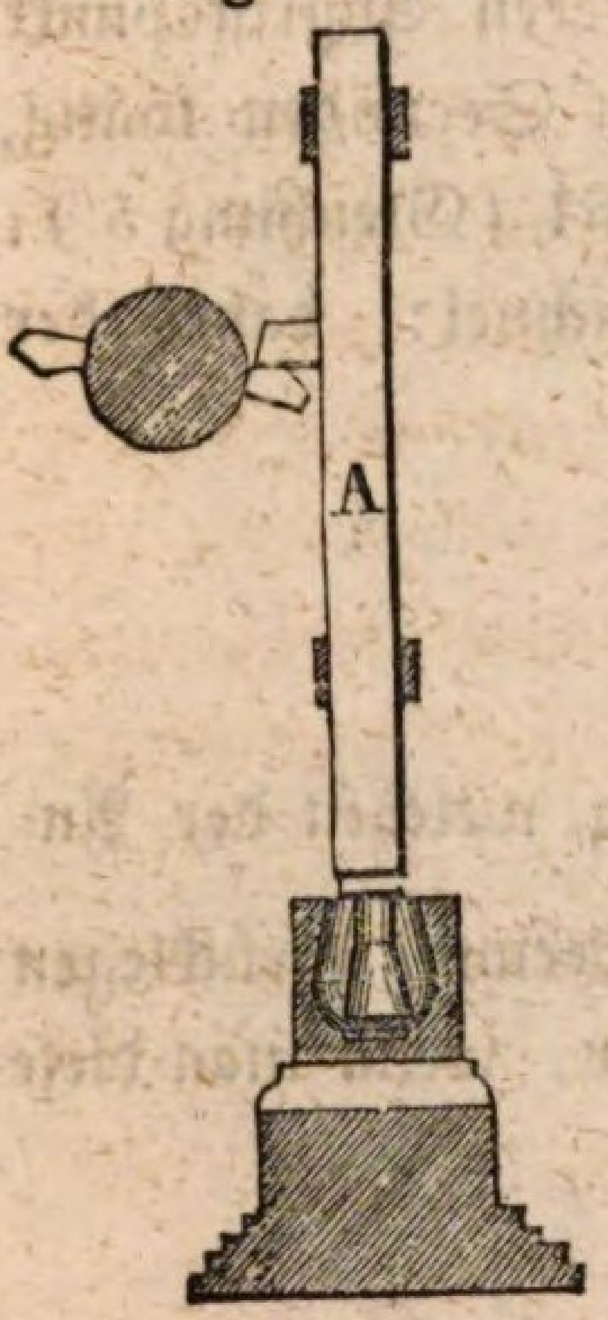
und wenn **W** die Wirkung in Fußpfunden bezeichnet, welche **N** Pferdekräfte in t Secunden hervorbringen, so wird wegen **W = Et**, mit Rücksicht auf die Gleichung 7,

$$W = 430\,Nt \;.\;.\;.\; (8 \text{ sein.}$$

Anmerkung. In Frankreich wird eine Pferdekraft durch diejenige Wirkung gemessen, welche dem Heben von 75 Kilogrammen auf einen Meter Höhe in einer Secunde, und in England durch diejenige, welche dem Heben von 33000 englischen Pfunden auf die Höhe von einem englischen Fuß in einer Minute zukommt, welche Messung mit der bei uns üblichen ziemlich nahe übereinstimmt.

§. 67. **Beispiele.** 1. Welche Wirkung ist nöthig, um einen Stämpfer A von 200 Pfund an Gewicht, 16 Zoll hoch zu heben? — Da bei dem Heben einer Last in verticaler Richtung, die Richtung der hebenden Kraft in die Wegesrichtung der Last fällt, so wird die Größe der zur Erhebung des Körpers erforderlichen Wirkung bestimmt durch das Product aus dem Gewichte des Körpers in die Erhebungshöhe; sonach wird für den gegebenen Fall $W = 200 \,.\, \frac{16}{12} =$ $= 266{\cdot}67$ Fpf sein.

Fig. 56.



Anmerkung 1. Wird ein Körper so gehoben, daß sämmtliche Punkte desselben gerade verticale Linien von einerlei Länge beschreiben, so wird die einer solchen Erhebung entsprechende Wirkung auf die im vorstehenden Beispiele angegebene Weise bestimmt. Wird aber ein Körper vertical gehoben, und dreht sich derselbe während der Erhebung um eine Achse, die durch seinen Schwerpunkt geht, so daß die Lage der einzelnen Körpertheilchen nach der Erhebung gegen die frühere anders geworden ist, so ist die zum Heben des Körpers nöthige Wirkung gleich dem Producte aus dem Gewichte des Körpers in die Höhe, auf welche der Schwerpunkt desselben gehoben wurde. Ändert sich endlich während der Erhebung eines Körpers auf eine bestimmte Höhe auch seine Form, (wie dieses z. B. bei Schöpfrädern der Fall ist, bei denen das in den Kübeln enthaltene Wasser in jedem Augenblicke der Erhebung eine andere Form annimmt), so muß man bei der Berechnung der erforderlichen Wirkung wieder die Höhe, auf welche der Schwerpunkt des Körpers gehoben wird, in Rechnung bringen, nur daß man, da in diesem Falle die, die beiden Lagen des Schwerpunktes vor und nach der Erhebung verbindende Linie nicht mehr vertical sein wird, die wahren Verticalabstände der Schwerpunktspositionen am Anfange und am Ende der Erhebung in Rechnung bringen muß.

2. Wie groß ist die Wirkung der Kraft, welche eine Last von 50 Zentner, vermittelst einer hölzernen Schleife auf einer horizontalen Bahn von Holz, durch den

Weg von 100 Klaftern fortschafft? — Nimmt man den Coefficienten der gleitenden Reibung für Holz auf Holz, bei trockener Beschaffenheit der Oberflächen, nach Tabelle II des §. 36, im Mittel zu 0·36 an, so ist der Reibungswiderstand $= 0·36 . 5000 =$ $= 1800$ Pfund, und sonach, da die Zugkraft diesen Widerstand durch den Weg von 100 Klafter überwindet, die von dieser geleistete Wirkung $= 1800 . 600 = 1080000$ Fpf.

3. Welche Wegeslänge entspricht einer Wirkung von 8000 Fpf, die zur Fortschaffung eines Schlittens, welcher bei seiner Bewegung einen Reibungswiderstand von 100 Pfund verursacht, verwendet wurde? — Bezeichnet man die Länge des fraglichen Weges mit l, so ist $8000 = 100\, l$ und sonach $l = \frac{8000}{100} = 80$ Fuß.

4. Wie groß wird die Wirkung einer Kraft sein, welche einen belasteten Schlitten von 2000 Pfund an Gewicht, auf einer schiefen Holzbahn von 25 Grad Neigung und 100 Fuß Länge, hinaufzuziehen hat, wenn die Richtung der Kraft mit der Bahnrichtung einen Winkel von 5 Grad einschließt? — Nimmt man den Coefficienten der gleitenden Reibung während der Bewegung von Holz auf Holz, im trockenen Zustande, zu 0·36 an, so muß die zur Fortbewegung des Schlittens auf der schiefen Bahn nöthige, unter einem Winkel von 5° gegen dieselbe wirkende Kraft, nach §. 37 (Gleichung 2):

$$= 2000 . \frac{\sin 25^0 + 0·36 \cos 25^0}{\cos 5^0 + 0·36 \sin 5^0} = 2000 \frac{0·4226 + 0·36 . 0·9063}{0·9962 + 0·36 . 0·0872} = 2000 . 0·7288 =$$

$= 1457·6$ Pfund, und somit die erforderliche Wirkung, nach §. 62 (Gleichung 2), $W = 1457·6 . 100 . \cos 5^0 = 1457·6 . 100 . 0·9962 = 145206·1$ Fpf betragen.

5. Ein belasteter Frachtwagen von 8000 Pfd an Gewicht, soll auf einer ebenen mittelguten Schotterstraße 1 Meile weit transportirt werden; wie groß wird die zu dieser Leistung aufzuwendende Wirkung sein? — Da der Widerstandscoefficient für ein derartiges Fuhrwerk, nach der Tabelle des §. 49, im Mittel zu $\frac{1}{30}$ angenommen werden kann, so wird die Zugkraft $= \frac{1}{30} . 8000 = 266·67$ Pfund, und sonach die nöthige Größe der Wirkung $= 266·67 . 4000 . 6 = 6400080$ Fpf sein.

6. Welche Wirkung entwickelt eine Locomotive, die einen Wagenzug von 3000 Zentner auf einer Eisenbahn von $\frac{1}{100}$ Steigung 1000 Klafter weit fortschafft? — Der Widerstandscoefficient für Wägen auf Eisenbahnen ist, nach §. 49, ungefähr $= \frac{1}{200}$, somit würde die zur Fortbewegung eines Zuges von 3000 Zentner auf einer horizontalen Eisenbahn nöthige Zugkraft $\frac{1}{200} . 300000 = 1500$ Pfund betragen. Da aber die Bahn eine Steigung von $\frac{1}{100}$ (d. h. auf 100 Klafter Bahn-Länge eine Steigung von 1 Klafter) hat, so ist die Kraft, mit welcher der Wagenzug auf dieser schiefen Bahn herabzurollen strebt $= \frac{1}{100} . 300000 = 3000$ Pfund, sonach die in diesem Falle nöthige Zugkraft $= 1500 + 3000 = 4500$ Pfund. Diese Zugkraft zieht aber den Wagenzug durch einen Weg von 1000 Klftr, daher die durch diese Thätigkeit der Kraft entwickelte Wirkung $= 4500 . 1000 . 6 = 27000000$ Fpf betragen wird.

7. Es soll der Effectverlust bestimmt werden, welcher durch die Reibung an dem 3·5 Zoll im Durchmesser haltenden Zapfen einer vertikalen Transmissionswelle Statt findet, wenn das Gewicht derselben sammt den auf ihr befestigten Zahnrädern 2300 Pfund beträgt, und dieselbe 80 Umdrehungen in der Minute macht? — Wird der Zapfen mit Olivenöl geschmiert, so ist, nach Tabelle II §. 36, der Reibungscoefficient für Metall auf Metall im Mittel $= 0·07$, und sonach der, auf den Umfang des Zapfens reduzirte Reibungswiderstand, nach Gleichung 4 §. 39: $= \frac{2}{3} . 0·07 . 2300 =$ $= 107·33$ Pfund. Da nun ein Punkt am Umfange des Zapfens während einer

Umdrehung der Welle, einen Weg von $3{\cdot}142 \,.\, \frac{3{\cdot}5}{12} = 0{\cdot}916$ Fuß, und also während 80 Umdrehungen, einen Weg von $80 \,.\, 0{\cdot}916 = 73{\cdot}28$ Fuß zurücklegt, so ist die Geschwindigkeit dieses Punktes, welcher als Angriffspunkt des Reibungswiderstandes gedacht werden kann, $= \frac{73{\cdot}28}{60} = 1{\cdot}22$ Fuß, und demnach der durch Reibung an diesem stehenden Zapfen Statt findende Effectverlust $= 107{\cdot}33 \,.\, 1{\cdot}22 = 130{\cdot}95$ Fpf, oder $\frac{130{\cdot}95}{430} =$ $= 0{\cdot}305$ Pfk.

8. Wie groß wird der, durch die Reibung an den gußeisernen, in Lagerschalen von Bronze laufenden Zapfen eines Wasserrades von 480 Zentner an Gewicht consumirte Effect sein, wenn der Durchmesser jedes der beiden Zapfen 8 Zoll beträgt, und das Rad 5 Umdrehungen in jeder Minute macht? — Nimmt man den Coefficienten der drehenden Reibung, bei Anwendung von Schweinefett als Schmiere und bei gewöhnlicher Wartung, (nach der Tabelle des §. 43) $= 0{\cdot}075$, so ist der Betrag der Zapfenreibung (nach Gleichung 1 §. 42) $= 0{\cdot}075 \,.\, 480 \,.\, 100 = 3600$ Pfund, und da die Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange der Zapfen $= \frac{3{\cdot}142 \,.\, 8 \,.\, 5}{12 \,.\, 60} = 0{\cdot}174$ Fuß ist, so wird der Effectverlust durch Zapfenreibung $3600 \,.\, 0{\cdot}174 = 626{\cdot}4$ Fpf oder $\frac{626{\cdot}4}{430} = 1{\cdot}45$ Pfk betragen.

9. Wie groß wird der, zur Fortschaffung eines belasteten Wagens von 10000 Pfd an Gewicht auf einer mittelguten chaussirten Straße erforderliche Effect sein, wenn jede Meile Weges in zwei Stunden zurückgelegt werden soll? — Da, nach der Tabelle des §. 49, für eine Straße von der bezeichneten Beschaffenheit, der Widerstandscoefficient für einen Lastwagen im Mittel zu $\frac{1}{30}$ angenommen werden kann, so wird die Zugkraft $\frac{1}{30} \,.\, 10000 = 333{\cdot}33$ Pfund betragen. Nun soll aber der Wagen mit einer Geschwindigkeit von $\frac{4000 \,.\, 6}{2 \,.\, 3600} = 3{\cdot}33$ Fuß gefahren werden, sonach wird zu dieser Arbeit, nach Gleichung 6 (§. 67), ein Effect von: $333{\cdot}33 \,.\, 3{\cdot}33 = 1109{\cdot}99$ Fpf nöthig sein.

Hätte die Straße eine Steigung von $\frac{1}{20}$, so würde eine Zugkraft von

$$(\tfrac{1}{30} \,.\, 10000 + \tfrac{1}{20} \,.\, 10000) = 333{\cdot}33 + 500 = 833{\cdot}33 \text{ Pfund}$$

nothwendig sein, und für die geforderte Arbeit sich in diesem Falle ein Effect von

$$833{\cdot}33 \,.\, 3{\cdot}33 = 2774{\cdot}99 \text{ Fpf}$$

herausstellen.

10. Auf einer horizontalen Eisenbahn wird von einer Locomotive ein Wagenzug von 4000 Zentner an Gewicht, mit einer Geschwindigkeit von 4 Meilen in der Stunde fortgeschafft; welcher Effect entspricht dieser Arbeit? — Da der Wagenzug in jeder Stunde einen Weg von 4 Meilen zurücklegt, so ist die demselben entsprechende mittlere Geschwindigkeit (auf eine Secunde bezogen) $= \frac{4 \,.\, 4000 \,.\, 6}{3600} = 26{\cdot}667$ Fuß, und da der Widerstandscoefficient für Eisenbahnwägen im Mittel zu $\frac{1}{200}$ der Bruttobelastung angenommen werden kann, so wird die erforderliche Zugkraft $\frac{1}{200} \,.\, 4000 \,.\, 100 = 2000$ Pfund, daher der von der Locomotive entwickelte Effect $= 2000 \,.\, 26{\cdot}667 = 53334$ Fpf, oder $\frac{5334}{430} = 124$ Pfk betragen.

§. 68. Lebendige Kraft. Soll ein Körper aus dem Zustande der Ruhe in den der Bewegung, o d e r aus dem Zustande der Bewegung in den der Ruhe

versetzt werden, so muß auf denselben im ersteren Falle eine Kraft durch einen gewissen Weg bewegend, im letzteren hingegen die Bewegung verzögernd einwirken, und es ist einleuchtend, daß zur Hervorbringung dieser Zustände eine gewisse Größe der Wirkung nothwendig ist.

Wirkt eine Kraft mit constanter Intensität P auf einen Körper vom Gewichte M durch den Weg S in der Richtung ein, in welcher die Bewegung erfolgen soll, und ist V die am Ende des Weges S erlangte Geschwindigkeit, und G die constante Beschleunigung, so ist $V^2 = 2\,G\,S$, oder wenn g die der Schwerkraft entsprechende Beschleunigung bezeichnet, auch $V^2 = 2\,g\,\frac{P}{M}\,S$, woraus

$$P\,S = M\,\frac{V^2}{2g}, \text{ oder}$$

$$P\,S = \tfrac{1}{2}\,\frac{M}{g}\,V^2 \;.\;.\;. \;(9$$

folgt. Da das Product P S die Größe der Wirkung ist, welche die mit constanter Intensität P wirkende Kraft durch den Weg S hervorbrachte, wobei sie in dem bewegten Körper von der Masse $\frac{M}{g}$ die Geschwindigkeit V erzeugte, so ist diese Wirkung gleich dem halben Producte aus der Masse des Körpers in das Quadrat seiner Geschwindigkeit, und weil man das Product aus der Masse eines in Bewegung befindlichen Körpers in das Quadrat der erlangten Geschwindigkeit **die lebendige Kraft** nennt, so ist diese Wirkung auch gleich der halben lebendigen Kraft.

Wenn aber auf einen, in einem gewissen Bewegungszustande sich befindenden Körper, dessen Gewicht M ist, von einem gewissen Zeitaugenblicke an eine Kraft von constanter Intensität P, und zwar seiner Bewegungsrichtung entgegen, also als Widerstand wirkt, so wird, wenn V die Geschwindigkeit ist, welche der Körper im Beginne der Einwirkung dieser Kraft hatte, dieselbe gleichförmig verzögert, und endlich vernichtet, und da dieser Widerstand durch einen gewissen Weg S überwunden wird, so wird dabei eine Wirkung entwickelt, welche durch das Product P S gemessen wird. Weil aber die Geschwindigkeit V in Folge der Einwirkung eines Widerstandes von constanter Intensität P zerstört wird, so ist nach den Gesetzen der gleichförmig verzögerten Bewegung ebenfalls $V^2 = 2\,G\,S = 2\,g\,\frac{P}{M}\,S$, also

$$P\,S = \tfrac{1}{2}\,\frac{M}{g}\,V^2 \;.\;.\;. \;(10,$$

so daß demnach die Wirkung, welche ein in Bewegung befindlicher Körper entwickelt, indem er auf einen Widerstand durch so lange Zeit einwirkt, bis seine Geschwindigkeit gleich Null geworden ist, auch durch die halbe lebendige Kraft desselben bestimmt wird.

Die Fähigkeit, welche ein, in einem gewissen Bewegungszustande sich befindender Körper in Folge der ihm inwohnenden lebendigen Kraft hat, auf einen Widerstand durch kürzere oder längere Zeit überwindend zu wirken, nennt man seine **Wirkungsfähigkeit**.

Die beiden Gleichungen 9 und 10 lassen sich auch in der Form $P\,S = M\,\frac{V^2}{2\,g}$,

oder, wenn man die zu V gehörige Geschwindigkeitshöhe mit H bezeichnet, in der Form $PS = MH$ darstellen, so daß demnach die Wirkung, welche eine constante Kraft P durch ihre beschleunigende oder verzögernde Einwirkung auf einen Körper vom Gewichte M durch den Weg S hervorbringt, indem sie ihm dabei die Geschwindigkeit V ertheilt oder benimmt, gerade so groß ist, als die Wirkung, welche durch den freien Fall desselben Körpers über die Höhe H, wobei er die Endgeschwindigkeit V erhält, entwickelt wird, oder welche nöthig ist, um bei demselben Körper, wenn er mit der Geschwindigkeit V senkrecht hinaufgeworfen wird, diese Geschwindigkeit zu zerstören. Weil aber $MH = \frac{1}{2}\frac{M}{g}V^2$, so folgt, daß die Wirkung in den beiden letzt bezeichneten Fällen auch durch die halbe lebendige Kraft gemessen wird.

Anmerkung. Nennt man Alles, was eine Wirkungsfähigkeit besitzt, lebendig, so kann man einen in Bewegung befindlichen Körper einen lebendigen Körper nennen, und da die Wirkungsfähigkeit eines lebendigen Körpers proportional ist dem Producte aus der Masse desselben in das Quadrat ihrer Geschwindigkeit, so hat man dieses als das Maß seiner Lebenskraft oder lebendigen Kraft angenommen, so daß demnach die lebendige Kraft keine eigentliche Kraft, sondern bloß eine Arbeit, Wirkung vorstellt.

§. 69. **Größe der nöthigen Wirkung für Geschwindigkeitsänderungen.** Ist v die Geschwindigkeit, welche eine Kraft von constanter Intensität einem Körper vom Gewichte M ertheilt hat, so ist die dieser Kraftanstrengung entsprechende Wirkung, dem Obigen gemäß, $= \frac{1}{2}\frac{M}{g}v^2$. Soll aber derselbe Körper durch eine im Sinne der Bewegung wirkende Kraft in einen solchen Bewegungszustand gebracht werden, daß seine Geschwindigkeit V wird, wobei $V > v$ sein soll, so ist die hiezu erforderliche Wirkung $= \frac{1}{2}\frac{M}{g}V^2$, daher die Wirkung, welche nöthig ist, um diesen Körper von der Geschwindigkeit v auf jene V zu bringen, also seine Geschwindigkeit um die Größe $(V - v)$ zu vermehren,

$$= \frac{1}{2}\frac{M}{g}V^2 - \frac{1}{2}\frac{M}{g}v^2 = \frac{1}{2}\left[\frac{M}{g}V^2 - \frac{M}{g}v^2\right] \quad . \; . \; . \; (11.$$

Hat ferner ein Körper in Folge der Einwirkung einer constanten Kraft eine Geschwindigkeit V erlangt, und soll dieser durch eine, seiner Bewegungsrichtung entgegen wirkende Kraft (Widerstand) in einen Bewegungszustand gebracht werden, welchem die Geschwindigkeit v entspricht, wobei wieder $V > v$ sein soll, so ist die Wirkung, welche nöthig ist, um dem Körper die Geschwindigkeit $(V - v)$ zu benehmen, auch $= \frac{1}{2}\left[\frac{M}{g}V^2 - \frac{M}{g}v^2\right]$ . . . (12.

Da der obere Ausdruck den im ersteren Falle Statt findenden Gewinn, der untere hingegen den im letzteren eintretenden Verlust an Wirkung bestimmt, beide Ausdrücke aber einander gleich sind, so ist es ersichtlich, daß einer in einem Körper zu erzeugenden Geschwindigkeitsänderung, sie

mag im positiven oder negativen Sinne Statt finden, auch eine und dieselbe Größe der Wirkung entspricht, welche durch die halbe Differenz der, den beiden, vor und nach der Geschwindigkeitsänderung Statt findenden Bewegungszuständen des Körpers zukommenden lebendigen Kräfte gemessen wird.

Anmerkung. Wirkt eine Kraft auf einen ruhenden Körper bewegend ein, und versetzt ihn in einen gewissen Bewegungszustand, oder bringt eine Kraft in einem bewegten Körper, wenn sie im Sinne der Bewegung desselben wirkt, eine Geschwindigkeitsänderung (Zunahme an Geschwindigkeit) hervor, so entspricht dieser Kraftthätigkeit in beiden Fällen die Aufnahme einer gewissen Wirkung von Seite der trägen Masse des Körpers, die sich in ihr gleichwie eine Flüßigkeit in einem Behälter ansammelt, und zum Behufe der Überwindung von Widerständen benützt werden kann (wie z. B. bei dem Schwungrade). So wie aber ein Behälter nicht mehr Flüßigkeit abgeben kann, als sich in demselben angesammelt hat, ebenso kann auch die Masse eines Körpers keine größere Wirkung abgeben, als sie empfangen hat; daher wird die in der Masse eines Körpers angehäufte Wirkung, bei fortdauernder Gegenwirkung des Widerstandes, nach und nach bis zu ihrer gänzlichen Erschöpfung abnehmen, die Masse des Körpers also endlich in den Zustand der Ruhe gelangen.

§. 70. **Beispiele.** 1. Durch einen bestimmten, senkrecht auf die Bewegungsrichtung des Wassers eines Baches oder Kanales geführten Querschnitt fließe in jeder Secunde eine Wassermenge von 100 Kubikfuß, mit einer Geschwindigkeit von 6 Fuß hindurch; welche Wirkungsfähigkeit besitzt diese Wassermasse? — Die lebendige Kraft dieser, in dem angegebenen Bewegungszustande sich befindenden Wassermasse ist, da $100 . 56{\cdot}5 = 5650$ Pfund das Gewicht derselben, $= \frac{5650}{31} . 6^2 = 6561{\cdot}28$ Fpf, sonach die Wirkungsfähigkeit derselben $= \frac{1}{2} . 6561{\cdot}28 = 3280{\cdot}64$ Fpf, oder $= \frac{3280{\cdot}64}{430} = 7{\cdot}63$ Pfk, welche durch zweckgemäße Vorrichtungen zum Betriebe einer Maschine benützt werden kann.

2. An einer gewissen Stelle eines Baches oder Kanales befinde sich ein natürlicher, oder ein künstlich hergestellter Wasserfall; wenn nun die Sturzhöhe 10 Fuß beträgt, und in jeder Secunde eine Wassermasse von 80 Kubikfuß über diese Höhe herabfällt, so frägt es sich, welche Wirkungsfähigkeit diese Wassermasse am Ende des Falles haben wird? — Das Gewicht dieser Wassermasse ist $= 80 . 56{\cdot}5 = 4520$ Pfund, und die am Ende des Falles über die Höhe von 10 Fuß erlangte Geschwindigkeit $= \sqrt{(2 . 31 . 10)} =$ $= 24{\cdot}89$ Fuß, sonach die diesem Bewegungszustande entsprechende lebendige Kraft der Wassermasse $= \frac{4520}{31} . (24{\cdot}89)^2 = 90328{\cdot}84$ Fpf, und daher ihre Wirkungsfähigkeit $= \frac{1}{2} . 90328{\cdot}84 = 45164{\cdot}42$ Fpf, oder $= \frac{45164{\cdot}42}{430} = 105{\cdot}03$ Pfk, welche durch geeignete Vorrichtungen ebenfalls für industrielle Zwecke nutzbar gemacht werden kann.

Die Wirkungsfähigkeit der gegebenen, über die Höhe von 10 Fuß in jeder Secunde herabstürzenden Wassermenge, kann auch auf folgende einfachere Weise bestimmt werden. Da nämlich das Gewicht dieser Wassermenge, dem Obigen zu Folge, 4520 Pfund beträgt, so wirkt in jeder Secunde auf diese eine Kraft von 4520 Pfund Intensität durch den Weg von 10 Fuß, daher ist der Effect dieser Wassermenge $= 4520 . 10 =$ $= 45200$ Fpf, oder $= \frac{4520}{430} = 105{\cdot}11$ Pfk. Die Differenz, welche sich zwischen dem,

auf dem ersteren Wege gefundenen Werthe und dem letzteren in den Dezimalstellen herausstellt, findet ihre Erklärung in der minder genauen Rechnungsweise des zuerst eingeschlagenen Weges.

3. Ein Wagenzug von 6000 Zentner Bruttolast soll auf einer horizontalen Eisenbahn durch eine Locomotive von 140 Pferdekräften Stärke fortgeschafft werden, und erlange durch ihre Einwirkung in einer gewissen Zeit die Geschwindigkeit von 20 Fuß; welche Größe der Wirkung ist nothwendig, um dem Wagenzuge den geforderten Bewegungszustand zu ertheilen? — Da die lebendige Kraft des Wagenzuges in dem Augenblicke, in welchem derselbe die verlangte Geschwindigkeit erreicht hat, $= \frac{600000}{31} . (20)^2 = 7741935\cdot48$ Fpf beträgt, so ist die zur Hervorbringung des geforderten Bewegungszustandes erforderliche Wirkung =

$$\tfrac{1}{2} . 7741935\cdot48 = 3870967\cdot74 \text{ Fpf.}$$

Fragt man um die Zeit, nach deren Verlauf der Wagenzug die Geschwindigkeit von 20 Fuß erlangen wird, so findet man diese $= \frac{3870967\cdot74}{140 . 430} = 128\cdot6$ Secunden, d. h. die Wirkung, welche nothwendig ist, um dem Wagenzuge die Geschwindigkeit von 20 Fuß zu ertheilen, ist gerade so groß, als diejenige, die 140 Pferdekräfte in 128·6 Secunden entwickeln.

Um den Weg zu bestimmen, welchen der Eisenbahnzug durchlaufen muß, bis er die geforderte Geschwindigkeit erlangt, berücksichtige man, daß die Zugkraft der Locomotive für eine Eisenbahn, nach §. 41, im Mittel den zweihundertsten Theil der auf dieser fortzuschaffenden Bruttolast betragen muß, daß also diese für den angenommenen Fall zu $\frac{1}{200} . 600000 = 3000$ Pfund angenommen werden kann. Bezeichnet man nun mit S diesen fraglichen Weg, so ist das Product 3000 S die Größe der, zur Überwindung der hier vorkommenden Widerstände durch den Weg S nöthige Wirkung, und da dieser Weg, der vorigen Rechnung gemäß, in der Zeit von 128·6 Secunden zurückgelegt wird, so muß $3000\ S = 430 . 140 . 128\cdot6$ sein, woraus sofort $S = \frac{430 . 140 . 128\cdot6}{3000} = 2580\cdot57$ Fuß $= 430\cdot095$ Klafter folgt.

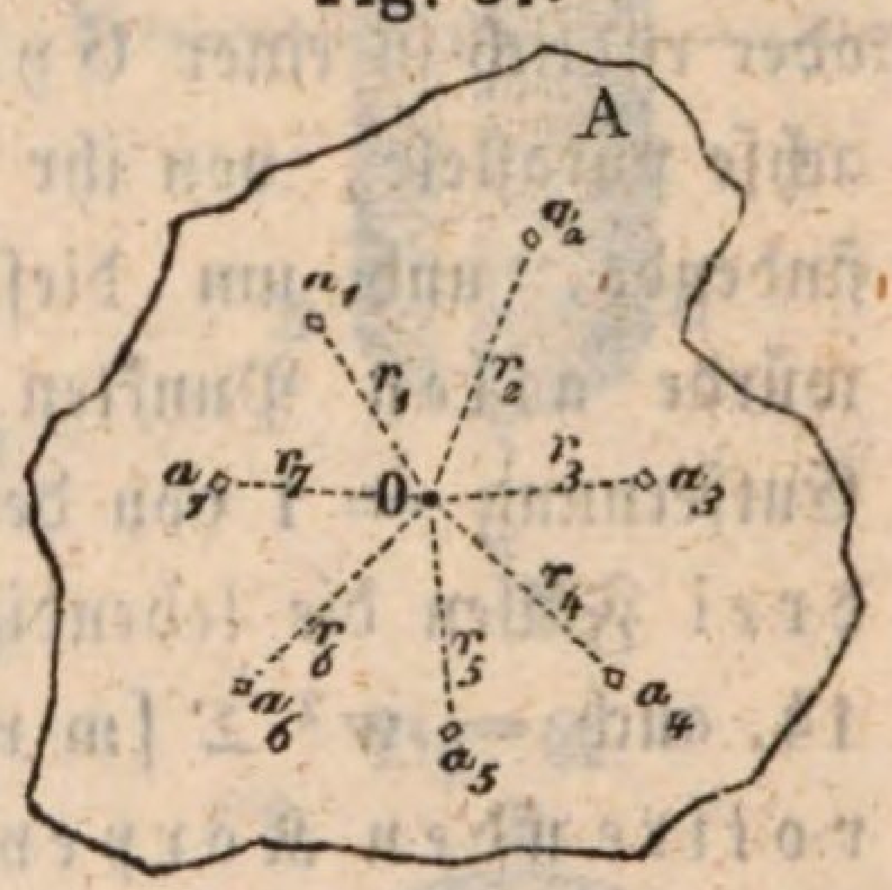
Nehmen wir ferner an, daß von dem Augenblicke, in welchem der Wagenzug die Geschwindigkeit von 20 Fuß erreicht hat, die Communication zwischen dem Kessel und den Cylindern der Locomotive aufgehoben, also die treibende Kraft (Dampf) Null werde, so wird sich der Wagenzug zu Folge des Beharrungsgesetzes noch weiter fortbewegen, es wird aber seine Geschwindigkeit in Folge des stets mit gleicher Stärke wirkenden Widerstandes (der Reibung) immer kleiner und kleiner werden, also auch die Wirkungsfähigkeit des Wagenzuges in Folge der steten Überwindung des Widerstandes immerfort abnehmen. Wenn nun nach einer gewissen Zeit der Wagenzug z. B. noch eine Geschwindigkeit von 5 Fuß hat, so ist die, diesem Bewegungszustande entsprechende lebendige Kraft desselben $= \frac{600000}{31} . 5^2 = 483870\cdot97$ Fpf, und sonach der, durch die fortwährende Überwindung des Widerstandes (von dem Augenblicke der Absperrung des Dampfes an gerechnet) eingetretene Verlust an Wirkungsfähigkeit $= \frac{1}{2} [7741935\cdot48 - 483870\cdot97] = 3629032\cdot25$ Fpf. Da nun diese Wirkung den Widerstand von 3000 Pfund durch den Weg S′ überwunden hat, und die Wirkung des Widerstandes dem Verluste an Wirkung bei dem Wagenzuge gleich sein muß, so folgt $S' = \frac{3629032\cdot25}{3000} = 1209\cdot67$ Fuß; so daß sich also der Wagenzug noch durch 1209·67

Fuß von dem Momente an, in welchem die Thätigkeit der treibenden Kraft auf den Wagenzug aufgehoben wurde, durch seine Trägheit wird fortbewegen müssen, bis seine ursprüngliche Geschwindigkeit von 20 Fuß in jene von 5 Fuß übergeht.

Will man noch wissen, welchen Weg S'' der Wagenzug von dem Augenblicke der Absperrung des Dampfes an vermöge seiner Trägheit durchlaufen wird, bis er stehen bleibt, so berücksichtige man, daß die ganze in ihm vorhandene lebendige Kraft durch die Überwindung des Widerstandes beim Fortbewegen consumirt wird, daß also die ursprünglich vorhandene Wirkungsfähigkeit des Wagenzuges nothwendig der Wirkung des Widerstandes durch den in Frage stehenden Weg gleich sein muß. Da nun der Widerstand bei dem angenommenen Wagenzuge, dem Obigen gemäß, 3000 Pfund beträgt, so muß $3000 . S'' = 3870967{\cdot}74$ sein, woraus sofort $S'' = \frac{3870967{\cdot}74}{3000} =$ $= 1290{\cdot}32$ Fuß gefunden wird; so daß demnach der Wagenzug sich selbst überlassen, sich noch durch eine Strecke von $1290{\cdot}32$ Fuß wird fortbewegen müssen, um in den Zustand der Ruhe zu kommen.

§. 71. Lebendige Kraft eines rotirenden Körpers. Trägheitsmoment. Rotirt ein Körper A von beliebiger Form um eine Achse O mit der Winkelgeschwindigkeit w, und sind a_1, a_2, a_3, ... die, in den Entfernungen r_1, r_2, r_3, ... von dieser befindlichen materiellen Theilchen desselben, welche sich mit den Geschwindigkeiten v_1, v_2, v_3, ... in, den respectiven Entfernungen derselben entsprechenden Kreislinien um diese Achse bewegen, sind ferner g_1, g_2, g_3, ... die, diesen Körpertheilchen zukommenden Gewichte, so geben die Ausdrücke $\frac{p_1}{g} v_1^2$, $\frac{p_2}{g} v_2^2$, $\frac{p_3}{g} v_3^2$, ... die ihnen entsprechenden lebendigen Kräfte, welche, weil die Geschwindigkeit eines, in einer Kreislinie sich gleichförmig bewegenden Punktes dem Producte aus dem Halbmesser dieses Kreises in die zugehörige Winkelgeschwindigkeit gleich ist, auch durch $\frac{p_1}{g} r_1^2 w^2$, $\frac{p_2}{g} r_2^2 w^2$, $\frac{p_3}{g} r_3^2 w^2$, ... ausgedrückt werden können. Da nun die lebendige Kraft des ganzen Körpers gleich der Summe der lebendigen Kräfte aller seiner Theilchen sein muß, so ist diese, wenn wir sie mit L_k bezeichnen:

Fig. 57.



$$L_k = \frac{p_1}{g} r_1^2 w^2 + \frac{p_2}{g} r_2^2 w^2 + \frac{p_3}{g} r_3^2 w^2 + \ldots,$$

$$\text{oder } L_k = w^2 \left[\frac{p_1}{g} r_1^2 + \frac{p_2}{g} r_2^2 + \frac{p_3}{g} r_3^2 + \ldots\right],$$

und da $\frac{p_1}{g}$, $\frac{p_2}{g}$, $\frac{p_3}{g}$, ... die Massen m_1, m_2, m_3, ... der einzelnen Körpertheilchen sind, auch

$$L_k = w^2 [m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2 + m_3 r_3^2 + \ldots],$$

oder, wenn man die Productensumme $[m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2 + m_3 r_3^2 + \ldots]$ bildlich mit $\Sigma [m r^2]$ bezeichnet,

$$L_k = w^2 \Sigma [m r^2] \ldots (13.$$

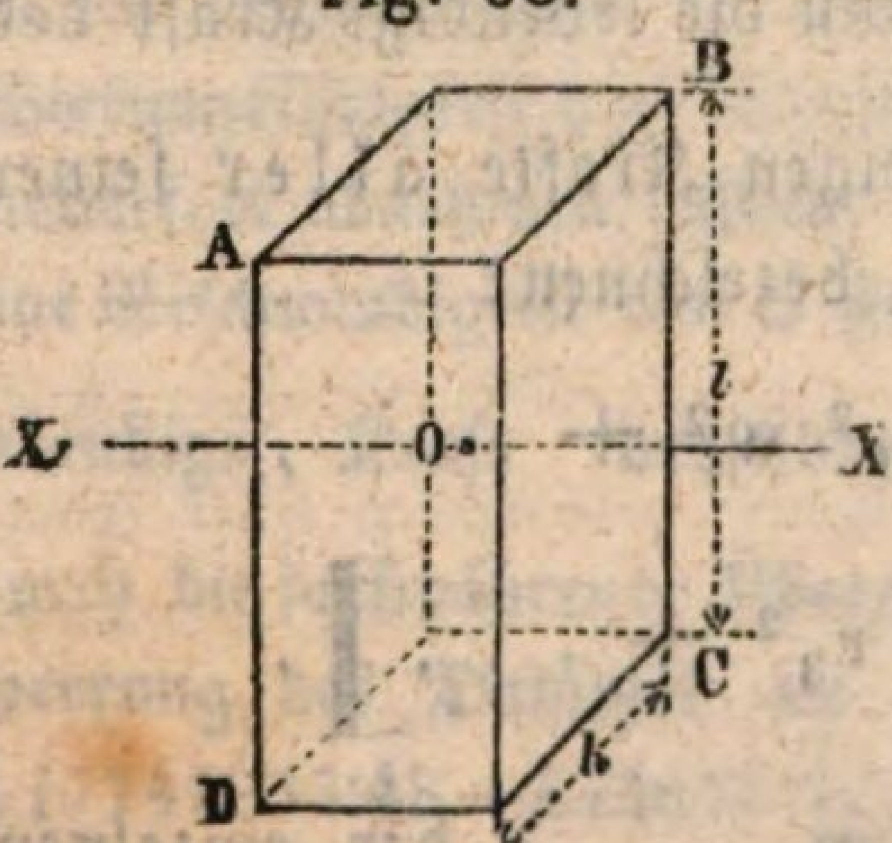
Da man aber $\Sigma [m r^2]$, d. i. die Summe der Producte aus den Massen der einzelnen Körpertheilchen in die Quadrate der ihnen zugehörigen Entfernungen von der Drehungsachse, und zwar für alle Theilchen, aus denen der Körper besteht, das **Trägheitsmoment** desselben nennt, so kann man sagen, daß die lebendige Kraft eines rotirenden Körpers gleich ist dem Producte aus dem Quadrate der Winkelgeschwindigkeit in das Trägheitsmoment desselben.

§. 72. Begriff des Trägheitsmomentes. Bezeichnet man das Trägheitsmoment eines rotirenden Körpers mit μ, so ist für jeden dem Obigen gemäß:

$$\mu = \Sigma [m r^2] \ldots (14.$$

Denkt man sich nun eine Masse μ von der Größe $\Sigma [m r^2]$ in einem Punkte, welcher von der Drehungsachse um die Längeneinheit absteht, oder in einer, mit dem Halbmesser = 1 aus einem Punkte der Drehungsachse beschriebenen, in der, auf dieser normalen Ebene liegenden Kreislinie, oder endlich in einer Cylinderfläche, welche durch eine zu der Drehungsachse parallele, von ihr in dem Abstande gleich der Längeneinheit sich befindende, und um diese rotirte Gerade erzeugt wird, concentrirt, so würde allen Punkten dieser Masse die Winkelgeschwindigkeit w, und die Entfernung = 1 von der Drehungsachse entsprechen, und es wäre in allen drei Fällen die lebendige Kraft dieser Masse = μw^2, oder, wegen Gleichung 14, auch = $w^2 \Sigma [m r^2]$, so daß demnach das Trägheitsmoment eines rotirenden Körpers als eine ideale Masse betrachtet werden kann, welcher, wenn sie statt der wirklichen des Körpers in einer Entfernung gleich der Längeneinheit von der Drehungsachse concentrirt gedacht wird, bei derselben Winkelgeschwindigkeit eine eben so große lebendige Kraft entspricht, wie der Masse des rotirenden Körpers selbst, oder welche der drehenden Bewegung ebenso widersteht, wie diese, so, daß gleich große Wirkungen nothwendig sein würden, um diesen beiden Massen eine gleiche Winkelgeschwindigkeit zu ertheilen.

Fig. 58.



Für das Trägheitsmoment eines Parallelopipedes ABCD bezüglich einer Achse XX, die durch den Schwerpunkt O desselben geht, und mit einer seiner Seitenkanten parallel ist, findet man im Wege der Rechnung:

$$\mu = \tfrac{1}{12} \cdot \frac{P}{g} [h^2 + l^2] \ldots (15,$$

wobei P das Gewicht dieses Parallelopipedes, g die Beschleunigung der Schwerkraft, h und l die in der nebenstehenden Figur angedeuteten Dimensionen desselben bezeichnen.

Zur Bestimmung des Trägheitsmomentes eines vollen Cylinders ABCD (Fig. 59) vom Gewichte P in Bezug auf eine Achse XX, die mit seiner geome-

trischen Achse zusammenfällt, hat man den Ausdruck

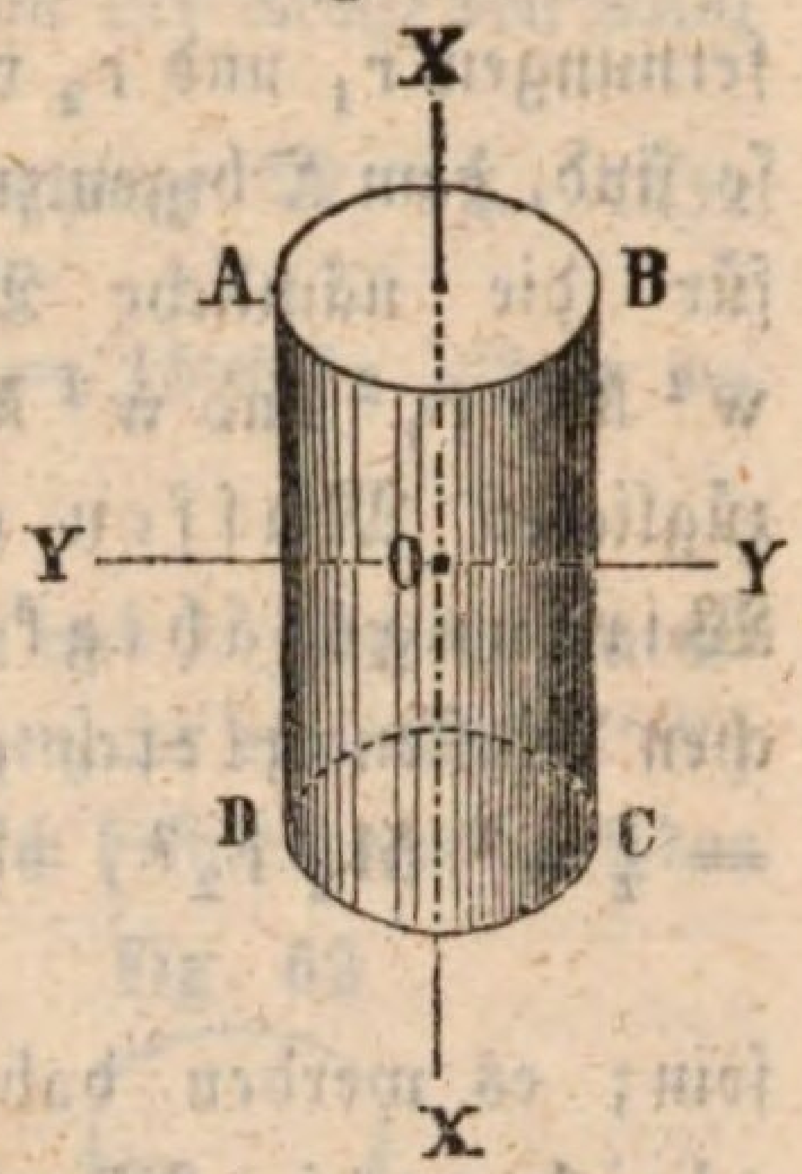
$$\mu = \tfrac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} r^2 \ldots (16,$$

und bezüglich einer Achse Y Y, die durch den Schwerpunkt O dieses Körpers geht, und auf dessen geometrischen Achse senkrecht steht,

$$\mu = \tfrac{1}{12} \cdot \frac{P}{g} [l^2 + 3 r^2] \ldots (17;$$

dabei bezeichnet r den Halbmesser dieses Cylinders, und l seine Länge, g aber hat die oben angegebene Bedeutung.

Fig. 59.



Das Trägheitsmoment eines hohlen Cylinders (einer cylindrischen Röhre) A B C D (Fig. 60) vom Gewichte P, vom äußeren Durchmesser 2 R und inneren 2 r, bezüglich seiner geometrischen Achse X X wird gemessen durch

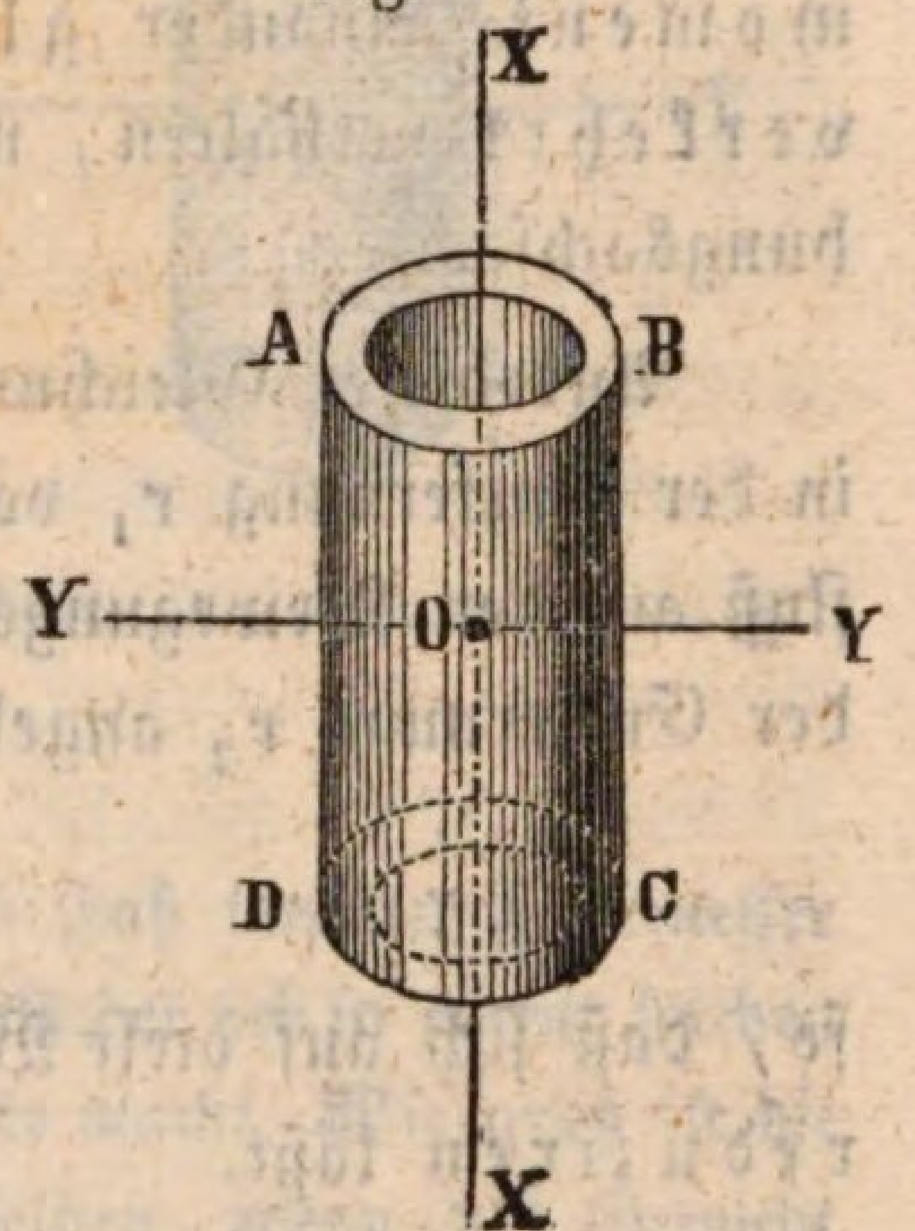
$$\mu = \tfrac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} [R^2 + r^2] \ldots (18,$$

und dasjenige desselben Körpers bezüglich einer Achse Y Y, die durch seinen Schwerpunkt O geht und auf dessen geometrischen Achse senkrecht steht, durch

$$\mu = \tfrac{1}{12} \cdot \frac{P}{g} [l^2 + 3 (R^2 + r^2)] \ldots (19,$$

wenn l die Länge des röhrenförmigen Körpers und g die Beschleunigung der Schwerkraft bezeichnet.

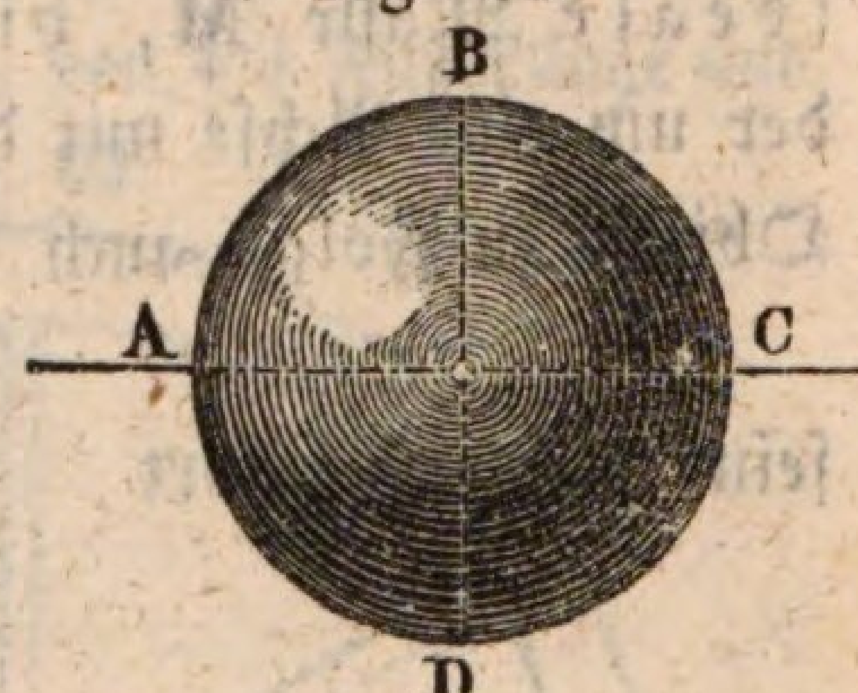
Fig. 60.



Für das Trägheitsmoment einer Kugel A B C D (Fig. 61) von dem Gewichte P, und dem Durchmesser 2 r, welche um einen ihrer Durchmesser als Achse rotirt, hat man:

$$\mu = \tfrac{2}{5} \cdot \frac{P}{g} r^2 \ldots (20.$$

Fig. 61.



Ist das Trägheitsmoment μ eines Körpers von dem Gewichte P hinsichtlich einer durch den Schwerpunkt desselben gehenden Achse bekannt, so wird das Trägheitsmoment μ_1 desselben Körpers bezüglich einer, zu der ersteren parallelen, in einem beliebigen Abstande a von dieser sich befindenden Achse, bestimmt durch die Gleichung:

$$\mu_1 = \mu + \frac{P}{g} a^2 \ldots (21.$$

Die Formeln 15 bis 21 geben die Trägheitsmomente der vorerwähnten Körper durch Masseneinheiten ausgedrückt; multiplicirt man daher ihre Werthe mit g = 31, so erhält man diese in Pfunden, so daß das in Pfunden ausgedrückte Trägheitsmoment eines Körpers, das Gewicht einer Masse bestimmt, die von der Achse in der Entfernung gleich der Längeneinheit angebracht, rücksichtlich ihrer Wirkungsfähigkeit für einen bestimmten Bewegungszustand, oder der Widerstandsfähigkeit gegen die drehende Bewegung, der wirklichen Masse äquivalent ist.

§. 73. Reduction der Massen. Sind M_1 und M_2 zwei, in den Entfernungen r_1 und r_2 von einer Umdrehungsachse concentrirt gedachte Massen, so sind, dem Obigen zu Folge, $M_1\ r_1{}^2$ und $M_2\ r_2{}^2$ ihre Trägheitsmomente, und für die nämliche Winkelgeschwindigkeit w (nach Gleichung 13, §. 71), $w^2\ M_1\ r_1{}^2$ und $w^2\ M_2\ r_2{}^2$ die, diesem Bewegungszustande und den bezüglichen Massen entsprechenden lebendigen Kräfte. Soll nun die Wirkungsfähigkeit dieser beiden, in einer rotirenden Bewegung befindlichen Massen gleich groß werden, so muß (nach §. 68) $\frac{1}{2}\ w^2\ M_1\ r_1{}^2 =$ $= \frac{1}{2}\ w^2\ M_2\ r_2{}^2$, oder

$$M_1\ r_1{}^2 = M_2\ r_2{}^2 \ldots (22$$

sein; es werden daher zwei Massen von ganz verschiedener Größe gleich große Wirkungen hervorbringen können, wenn ihre Trägheitsmomente einander gleich sind, d. h. wenn sich diese Massen zu einander verkehrt verhalten, wie die Quadrate ihrer Entfernungen von der Umdrehungsachse.

Aus dieser Gleichung 22 läßt sich nun die Masse M_1 bestimmen, welche in der Entfernung r_1 von der Umdrehungsachse concentrirt, denselben Einfluß auf den Bewegungszustand eines rotirenden Körpers ausübt, wie die, in der Entfernung r_2 angebrachte Masse M_2; man hat nämlich

$$M_1 = \frac{M_2\ r_2{}^2}{r_1{}^2} \ldots (23,$$

so, daß sich auf diese Weise eine Masse von einer Entfernung auf eine andere reduziren läßt.

Hat diese, in der Entfernung r_1 von der Umdrehungsachse angebrachte ideale Masse M_1 dieselbe lebendige Kraft, wie ein wirklicher Körper, der um eine Achse mit der nämlichen Winkelgeschwindigkeit rotirt, so muß, dem Obigen zu Folge, auch

$$M_1\ r_1{}^2 = \mu \ldots (24$$

sein, woraus sofort

$$M_1 = \frac{\mu}{r_1{}^2} \ldots (25$$

folgt. Diese ideale Masse M_1 nennt man die, auf die Entfernung r_1 **reduzirte Masse** des wirklichen Körpers.

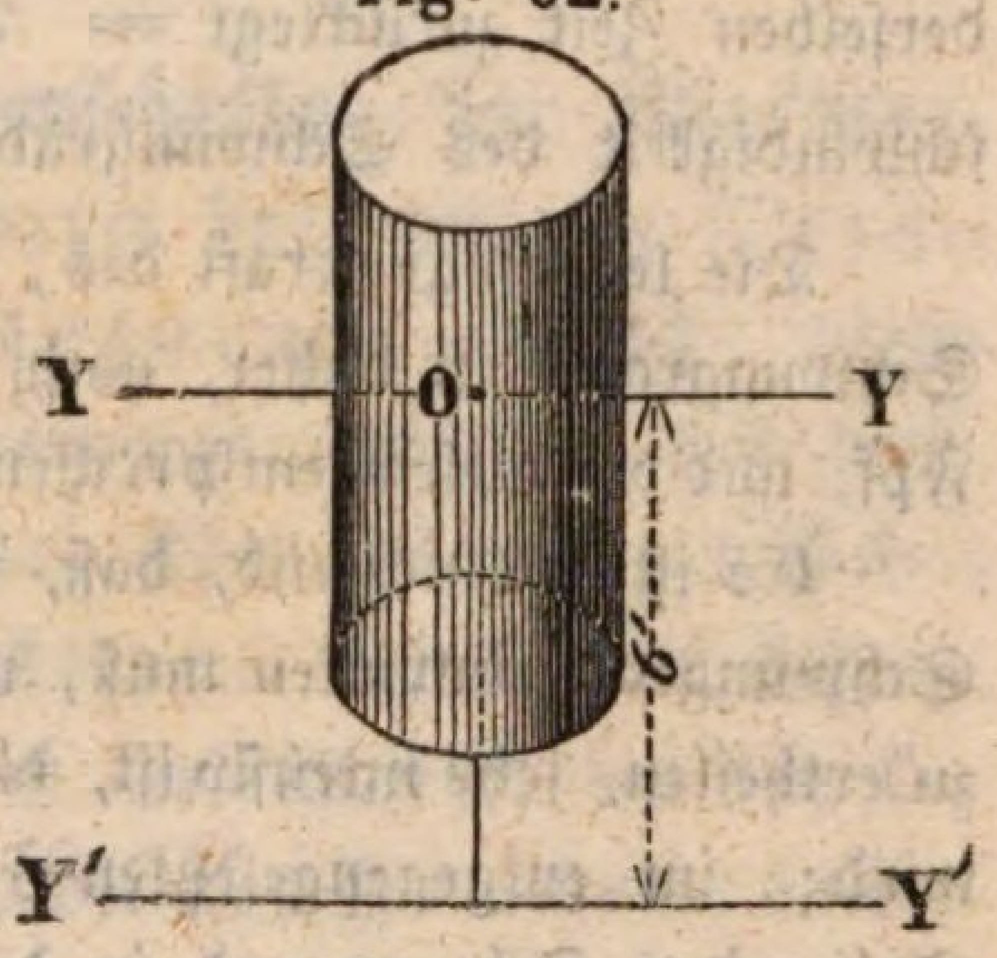
§. 47. Beispiele. 1. Wie groß ist die Wirkungsfähigkeit eines, um eine Achse mit der Winkelgeschwindigkeit von 1·5 Fuß sich drehenden Körpers, wenn diesem ein Trägheitsmoment von 1000 Pfund entspricht? — Nach Gleichung 13 (§. 71) ist die lebendige Kraft dieses Körpers $= (1{\cdot}5)^2 . \frac{1000}{31} = 72{\cdot}58$ Fpf, und sonach seine Wirkungsfähigkeit (nach §. 68) $= \frac{1}{2} . 72{\cdot}58 = 36{\cdot}29$ Fpf.

2. Wie groß ist das Trägheitsmoment einer, in einem Abstande von 5 Fuß von der Umdrehungsachse angebrachten Masse von 5000 Pfund? — in welcher Entfernung von dieser Achse müßte eine Masse von 8000 Pfund angebracht werden, wenn diese der drehenden Bewegung denselben Widerstand entgegensetzen soll, wie die frühere Masse? — Nach Gleichung 14 (§. 72) ist das Trägheitsmoment der Masse von 5000

Pfund $= \frac{5000}{31} \cdot 5^2 = 4032{\cdot}258$, und da das Trägheitsmoment der Masse von 8000 Pfund $= \frac{8000}{31} \cdot x^2 = 258{\cdot}064 \cdot x^2$ ist, so muß nach Gleichung 22 (§. 73): $4032{\cdot}258 = 258{\cdot}064 \cdot x^2$ sein, woraus sofort $x^2 = \frac{4032{\cdot}258}{258{\cdot}064} = 15{\cdot}625$, also $x = 3{\cdot}952$ Fuß folgt.

3. Wie groß ist das Trägheitsmoment eines 8 Fuß langen und 8 Zoll im Durchmesser haltenden Cylinders von 300 Pfund an Gewicht, bezogen auf eine Achse Y′ Y′, welche in dem Abstande von 6 Fuß von seinem Schwerpunkte O sich befindet, und auf der geometrischen Achse desselben senkrecht steht? — Da das Trägheitsmoment dieses Cylinders rücksichtlich einer Achse Y Y, die durch seinen Schwerpunkt geht, und auf der geometrischen Achse desselben senkrecht steht, nach Gleichung 17 (§. 72) $= \frac{1}{12} \cdot \frac{300}{31} [8^2 + 3 \cdot (0{\cdot}333)^2] = 51{\cdot}88$ ist, so wird das Trägheitsmoment dieses Körpers in Bezug auf die Achse Y′ Y′, nach Gleichung 21 (§. 72), $= 51{\cdot}88 + \frac{300}{31} \cdot 6^2 = 400{\cdot}27$ Masseneinheiten, oder dem Gewichte nach $400{\cdot}27 \cdot 31 = 12408{\cdot}37$ Pfund betragen.

Fig. 62.

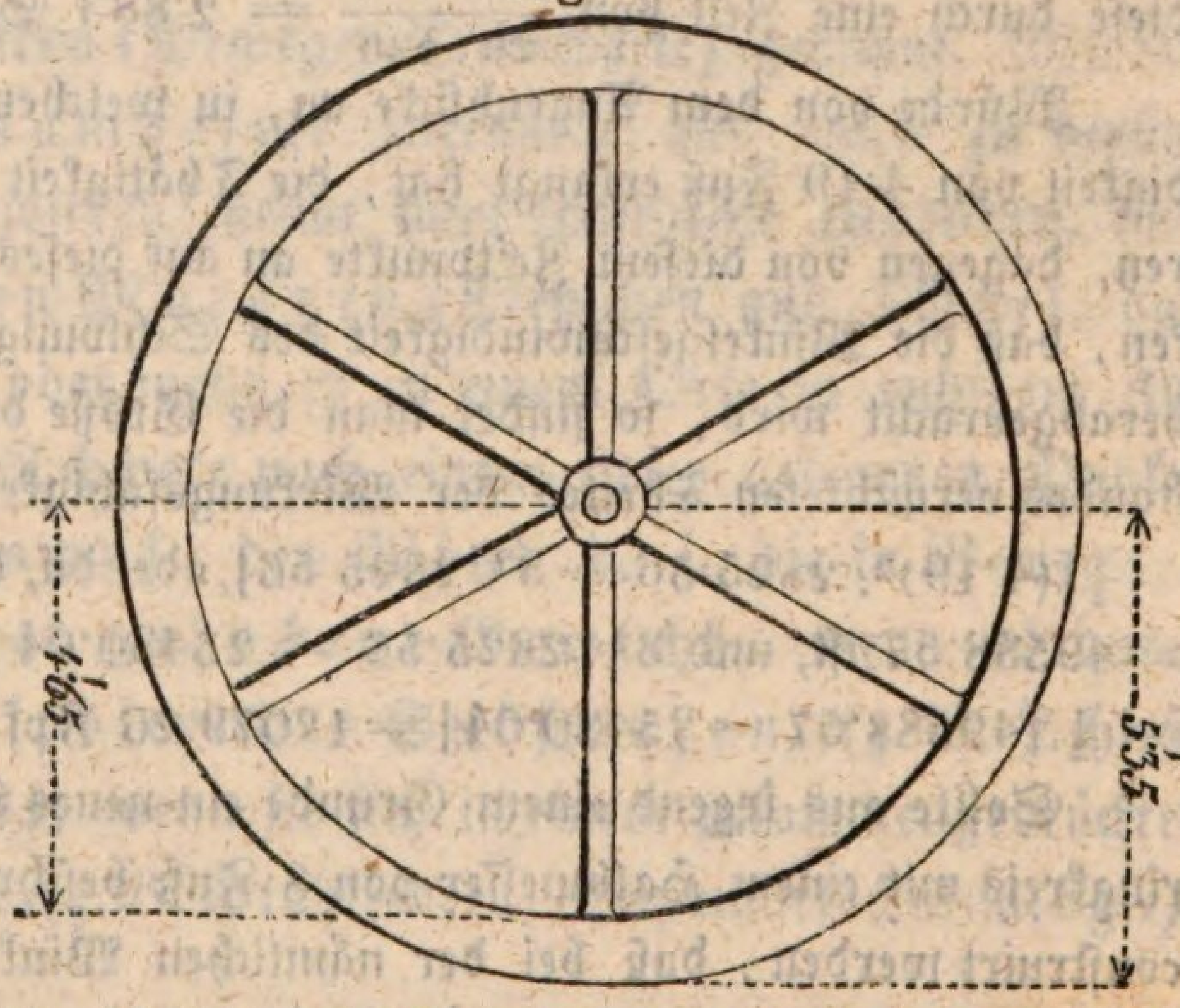


4. Ein Schwungrad von 5·35 Fuß äußerem, und 4·65 Fuß innerem Halbmesser des Schwungringes, und dem Totalgewichte von 40 Zentner, befindet sich in einem solchen Bewegungszustande, daß es 40 Umdrehungen in jeder Minute macht. Wie groß ist die diesem Bewegungszustande entsprechende lebendige Kraft desselben, wenn das Gewicht des Schwungringes, dessen Querschnitt ein Rechteck von 0·7 Fuß radialer Höhe ist, 33 Zentner, das Gewicht der sechs parallelopipedischen Arme, von 4·3 Fuß Länge und 0·36 Fuß Höhe 6 Zentner, und das Gewicht der, einen hohlen Cylinder von 0·35 Fuß äußerem und 0·2 Fuß innerem Halbmesser bildenden Nabe, 1 Zentner beträgt? — Da das Trägheitsmoment des Schwungringes, als eines hohlen, um seine geometrische Achse rotirenden Cylinders von den angegebenen Dimensionen, nach Gleichung 18 (§. 72),

$$= \tfrac{1}{2} \cdot \frac{3300}{31} [(5{\cdot}35)^2 + (4{\cdot}65)^2] =$$

$= 2674{\cdot}28$ Masseneinheiten ist; ferner das Trägheitsmoment eines 1 Zentner schweren Armes bezüglich einer Achse, die durch dessen Schwerpunkt geht, und mit der Breitendimension desselben parallel ist, nach Gleichung 15,

Fig. 63.



$$= \tfrac{1}{12} \cdot \frac{100}{31} [(0{\cdot}36)^2 + (4{\cdot}3)^2] = 5{\cdot}005,$$

und das Trägheitsmoment dieses Armes, bezogen auf eine Achse, die parallel zu der Vorigen, in einer Entfernung von $[\tfrac{1}{2} \cdot 4{\cdot}3 + (4{\cdot}65 - 4{\cdot}3)] = 2{\cdot}5$ Fuß liegt, nach Glei-

chung 21 $= 5{\cdot}005 + \frac{100}{31} \cdot (2{\cdot}5)^2 = 5{\cdot}005 + 20{\cdot}161 = 25{\cdot}17$, folglich das Trägheitsmoment der sämmtlichen Arme des Schwungrades $= 6 \cdot 25{\cdot}17 = 151{\cdot}02$ Masseneinheiten beträgt; endlich das Trägheitsmoment der Nabe, welche einen hohlen, um seine geometrische Achse rotirenden Cylinder von den obenstehenden Dimensionen bildet, nach Gleichung 18, $= \frac{1}{2} \cdot \frac{100}{31} \cdot [0{\cdot}35)^2 + (0{\cdot}2)^2] = 0{\cdot}26$ Masseneinheiten ist, so wird das Trägheitsmoment des ganzen Schwungrades durch die Summe der einzelnen Trägheitsmomente, d. i. durch 2825·56 Masseneinheiten gemessen.

Weil aber dieses 40 Umdrehungen in jeder Minute macht, so ist der Weg, welchen ein Punkt am Umfange eines, mit 1 Fuß Halbmesser beschrieben gedachten Kreises in derselben Zeit zurücklegt $= 2 \cdot 3{\cdot}142 \cdot 40 = 251{\cdot}36$ Fuß, und sonach die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades $= \frac{251{\cdot}36}{60} = 4{\cdot}19$ Fuß.

Die lebendige Kraft des, in dem angegebenen Bewegungszustande sich befindenden Schwungrades ist daher, nach Gleichung 13 (§. 71), $= (4{\cdot}19)^2 \cdot 2825{\cdot}56 = 49588{\cdot}57$ Fpf, und die diesem entsprechende Wirkungsfähigkeit $= \frac{1}{2} \cdot 49588{\cdot}57 = 24794{\cdot}28$ Fpf.

Es ist einleuchtend, daß, wenn die Kraft, welche mit constanter Intensität auf das Schwungrad einwirken muß, um ihm endlich die Winkelgeschwindigkeit von 4·19 Fuß zu ertheilen, sehr intensiv ist, dieser Bewegungszustand in einer kurzen Zeit hervorgebracht wird; im entgegengesetzten Falle aber würde dazu eine längere Zeit erforderlich sein. Sollte das Schwungrad in den vorbezeichneten Bewegungszustand durch die Kraftanstrengung von z. B. zwei Arbeitern, die etwa an einer, an der Schwungradwelle angebrachten Kurbel wirken sollen, versetzt werden, so würden diese, da der Erfahrung zu Folge ein Arbeiter, welcher an einer Kurbel durch längere Zeit (8 Stunden Arbeitsdauer innerhalb 24 Stunden) arbeitet, im Mittel nur einen Effect von 35 Fpf hervorbringen kann, zu dieser Arbeit eine Zeit von $\frac{24794{\cdot}28}{2 \cdot 35} = 354{\cdot}204$ Secunden benöthigen. Wenn aber dieses Schwungrad durch die Einwirkung einer Dampfmaschine von 20 Pferdekräften in den angegebenen Bewegungszustand gebracht werden sollte, so müßte diese durch eine Zeit von $\frac{24794{\cdot}28}{20 \cdot 430} = 2{\cdot}883$ Secunden auf dasselbe einwirken.

Würde von dem Augenblicke an, in welchem das Schwungrad die Winkelgeschwindigkeit von 4·19 Fuß erlangt hat, die Thätigkeit der, dasselbe treibenden Kraft aufhören, dagegen von diesem Zeitpunkte an auf dieses ein Widerstand von der Größe einwirken, daß die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades in einer gewissen Zeit auf 3 Fuß herabgebracht wird, so findet man die Größe des, durch die Einwirkung des Widerstandes vernichteten Theiles der Wirkungsfähigkeit des Schwungrades, nach §. 71, $= \frac{1}{2} [(4{\cdot}19)^2 \cdot 2825{\cdot}56 - 3^2 \cdot 2825{\cdot}56]$, oder da, dem Obigen gemäß, $(4{\cdot}19)^2 \cdot 2825{\cdot}56 = 49588{\cdot}57$ ist, und $3^2 \cdot 2825{\cdot}56 = 25430{\cdot}04$ gefunden wird, auch $= \frac{1}{2} [49588{\cdot}57 - 25430{\cdot}04] = 12079{\cdot}26$ Fpf.

Sollte aus irgend einem Grunde ein neues Schwungrad, dessen mittlerer Schwungringkreis mit einem Halbmesser von 8 Fuß beschrieben sein soll, unter der Voraussetzung construirt werden, daß bei der nämlichen Winkelgeschwindigkeit diesem auch die gleiche lebendige Kraft entspreche, wie dem gegebenen, so findet man die in dem Umfange des Schwungringkreises für diesen Fall zu concentrirende Masse des ganzen Schwungrades, nach Gleichung 25 (§. 73), $= \frac{2825{\cdot}56}{8^2} = 44{\cdot}149$ Masseneinheiten, oder $= 44{\cdot}149 \cdot 31 = 1368{\cdot}62$ Pfund, von welcher ein Theil, und zwar der kleinere, für Rechnung der Arme und der Nabe des neuen Schwungrades zu nehmen ist.

Zweiter Abschnitt.

Die Maschinenlehre.

Erstes Kapitel.

Von den Motoren.

§. 75. Definition und allgemeine Eigenschaften der Motoren. Alle mechanischen Veränderungen der Naturkörper sind entweder Orts-, oder Form-, oder Orts- und Formveränderungen zugleich; indem sie vor sich gehen, müssen immer Widerstände überwunden werden, und zwar bei den Ortsveränderungen das Gewicht der Körper (bei dem Heben einer Last), die Reibung (bei dem Fortschaffen eines Körpers auf einem Schlitten, einem Wagen u. dgl.), die Trägheit der Körper (bei dem Wurfe, bei der Bewegung eines Hammers, eines Stämpfers u. dgl.), bei den Formveränderungen, welche sich schließlich stets auf die Ortsveränderung der materiellen Theilchen eines Körpers zurückführen lassen, die Cohäsion derselben (bei dem Zermahlen des Getreides, bei dem Zersägen des Holzes, bei dem Zerstampfen der Erze, bei der Verdrehung einer Welle, bei der Biegung eines Balkens, u. dgl.). Zur Ueberwindung dieser, den Veränderungen entgegenwirkenden Widerstände sind aber Kräfte nöthig.

Die materiellen Träger dieser Kräfte (Körper), welche die Fähigkeit besitzen, auf sich selbst oder auf andere Körper bewegend oder verändernd einzuwirken, werden **Motoren** (Beweger, Triebkräfte) genannt. Motoren, welche im Stande sind, mit namhafter Intensität auf einen zu verändernden Körper andauernd einzuwirken, nennt man **technische Motoren**, und zählt zu diesen: die animalischen Motoren (Menschen und Thiere), das Wasser, wenn es sich bewegt, oder wenn es an einem Orte in ruhigem Zustande sich befindend, vermöge der Schwere nach einem tiefer gelegenen Punkte niederfließen kann, den Wasserdampf, den Wind d. i. die in Bewegung befindliche atmosphärische Luft, das gehobene Gewicht, wenn es durch seine Schwere niedersinkt, alle explodirenden Substanzen, (z. B. Schießpulver), alle elastischen Körper, wenn sie sich in einem zusammengedrückten oder ausgedehnten Zustande befinden, (z. B. Stahlfedern, comprimirte Luft u. dgl.), den Electromagnetismus.

Die allgemeinen Eigenschaften der Motoren sind folgende: 1. Jeder Motor besitzt nur eine, innerhalb gewisser Grenzen eingeschlossene Wirkungsfähigkeit; 2. die totale Wirkung, welche ein Motor zu entwickeln vermag, ist die Summe aus derjenigen Wirkung, die zur Bewegung und Beschleunigung seiner eigenen Masse, und aus jener,

welche zur Ueberwindung eines äußeren Widerstandes nothwendig ist; 3. wirkt ein Motor auf einen Körper bewegend ein, so richtet sich der Druck stets nach der Geschwindigkeit, mit welcher sich der Körper bewegt; er nimmt ab mit dem Zunehmen, und nimmt zu mit dem Abnehmen der Geschwindigkeit des bewegten Körpers.

Anmerkung. In dem practischen Leben werden gewöhnlich die Menschen und Thiere, so wie auch diejenigen Maschinen, welche die motorische Fähigkeit der Körper, also z. B. des Wassers, des Dampfes, der Luft u. s. w. in sich aufnehmen, und auf andere Maschinen übertragen, von denen also die Bewegung ausgeht, Motoren genannt.

§. 76. **Eintheilung der Motoren.** Die Motoren lassen sich zunächst in zwei Klassen ordnen, und zwar in natürliche und in künstliche. Die Ersteren sind jene, welche durch die Grundkräfte der Natur motorische Fähigkeit besitzen, als z. B. die Menschen und Thiere, das fließende Wasser, der Wind u. s. w.; künstliche Motoren nennt man aber diejenigen, zu deren Erzeugung natürliche Motoren angewendet werden müssen, wie z. B. ein gehobenes Gewicht, oder eine zusammengedrückte Feder (bei Uhren), comprimirte Luft, der Wasserdampf, bei welchem die Repulsivkraft der in ihm thätigen Wärme das eigentlich Bewegende ist, u. s. w.

Ueberdieß kann man die Motoren noch eintheilen in belebte oder animalische, als da sind die Menschen und Thiere, und in leblose, zu welchen alle anderen Motoren gezählt werden müssen. Die belebten Motoren unterscheiden sich von den leblosen dadurch, daß sie nicht continuirlich wirken können, wie diese, sondern nach einer gewissen Arbeitsdauer ermüden, und hierauf einer kürzeren oder längeren Ruhezeit benöthigen, um ohne Nachtheil für ihre Gesundheit wieder arbeiten zu können.

§. 77. **Animalische Motoren; Kraft derselben.** Die Kräfte der Menschen und Thiere werden, so wie alle anderen Kräfte, durch Gewichte gemessen, welche der Kraftanstrengung, die zum Heben, zum Ziehen, zum Schieben einer Last, oder überhaupt zur Ueberwältigung eines äußeren Widerstandes nothwendig ist, äquivalent sind. Ihre Intensität ist nicht nur bei Individuen verschiedener Gattungen, sondern auch bei denen einer Gattung verschieden, und hängt von der körperlichen Constitution der Individuen, von ihrem Alter, von dem Geschlechte, von den klimatischen Verhältnißen des Landes, in welchem sie leben, von der Art der Arbeit, von der öfteren Uebung, von der Nahrung, welche sie genießen, u. s. w. ab.

Außerdem hat auf die Intensität dieser, zur Ueberwindung äußerer Widerstände erforderlichen Kraft der Menschen und Thiere noch Einfluß die **Arbeitszeit**, d. i. die Anzahl der Stunden, während welcher eine Arbeit innerhalb der Dauer eines Tages (24 Stunden) wirklich verrichtet wird, und welche, wegen der dazwischenfallenden Ruhezeiten, stets nur einen gewissen Theil von der Tagesdauer beträgt, — und die **Geschwindigkeit**, mit welcher eine

Arbeit verrichtet werden soll, weil ein Theil der Kraft durch die Anstrengung, welche nothwendig ist, um bei einer Arbeit den ganzen Körper oder einen Theil desselben zu bewegen, consumirt wird, und nur der übrigbleibende zur Ueberwindung äußerer Widerstände verwendet werden kann. Dieser, durch den erwähnten Umstand bedingte Verlust an Kraft wird um so größer, je größer die Geschwindigkeit ist, mit welcher während der Arbeit die Körperbewegung erfolgen muß, und kann bei einer gewissen, jedem Individuo eigenthümlichen Geschwindigkeit so groß werden, daß die Intensität der Kraftäußerung Null wird. Daraus folgt, daß eine Zunahme an Geschwindigkeit stets eine Verminderung, eine Abnahme jedoch eine Steigerung der Intensität der menschlichen und thierischen Kräfte zur Folge hat; daß es ferner ein Maximum der Geschwindigkeit gibt, für welches die Kraftäußerung Null wird, und umgekehrt, die Geschwindigkeit Null wird, wenn die Intensität der Kraft eine gewisse Grenze erreicht, und es ist einleuchtend, daß die animalischen Motoren am vortheilhaftesten verwendet werden, wenn man sie mit einer mittleren Kraft und mit einer mittleren Geschwindigkeit durch eine mittlere Arbeitszeit wirken läßt.

Wenn man nun auch, dem Obigen gemäß, nicht im Stande ist, die wirkliche Größe der Kraft irgend eines animalischen Motors genau anzugeben, so ist man doch im Wege der Erfahrung zu der Kenntniß ihrer Mittelwerthe gekommen, die bei allen in dieser Richtung liegenden Berechnungen annäherungsweise gebraucht werden können. Auf solche Erfahrungsdaten gestützt hat Gerstner zur Bestimmung der Kraft der animalischen Motoren nachfolgende Annäherungsformel abgeleitet:

$$K = k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) \ldots (1,$$

wobei k die mittlere Kraft, c die mittlere und v die wirkliche Geschwindigkeit, t die mittlere und z die wirkliche Arbeitszeit bezeichnet. Diese Formel gibt jedoch nur für solche Werthe von v, z und K, welche nicht sehr von den mittleren Werthen c, t und k abweichen, der Wahrheit sich ziemlich annähernde Resultate.

§. 78. Tägliche Leistung der animalischen Motoren. Unter der **täglichen Leistung** oder der **täglichen Arbeit** eines animalischen Motors versteht man die, innerhalb der täglichen Arbeitszeit von demselben hervorgebrachte Wirkung. Bezeichnet nun K die Intensität der Kraft, mit welcher der animalische Motor auf seinen Angriffspunkt wirkt, v die mittlere Geschwindigkeit des Angriffspunktes, und z die tägliche Arbeitszeit, so gibt das Product Kvz, oder, wenn man für K den Werth aus der Gleichung 1 (§. 77) substituirt, auch der Ausdruck:

$$K\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) vz \ldots (2$$

die tägliche Leistung des Motors in Fußpfunden. Da sich jedoch diese mit der Art und Weise der Verwendung der animalischen Motoren ändert,

so muß sie für eine gewisse Art der Verwendung bei einer gleichen täglichen Anstrengung ein Maximum werden, und dieses tritt ein, wenn man in dem obigen Ausdrucke für v und z diejenigen Werthe setzt, die sich erfahrungsmäßig als die vortheilhaftesten herausgestellt haben, wenn man also, gestützt auf das im §. 77 Erwähnte, v = c und z = t setzt. Diesem nach wird das Maximum der täglichen Leistung eines animalischen Motors gemessen durch das Product

$$kct \ldots (3.$$

§. 79. **Erfahrungs-Resultate.** Der Erfahrung gemäß kann man sich bei der Bestimmung der menschlichen und thierischen Kräfte, für Arbeiten aus freier Hand, der, in der nachfolgenden Tabelle enthaltenen Mittelwerthe bedienen.

Tabelle 1.

Bezeichnung der Geschöpfe		Ihr mittleres Gewicht in Pfunden	Ihre mittlere				
			Kraft in Pfunden	Geschwindigkeit in Fußen	Leistung per Secunde in Fußpfunden	Arbeitszeit in Stunden	Tägliche Leistung in Fußpfunden
Mittelstarke	Menschen	125	25	2·5	62·5	8	1,800000
detto	Pferde	500	100	4	400	8	11,520000
detto	Ochsen	500	100	2·5	250	8	7,200000
detto	Esel	300	60	2·5	150	8	4,320000
detto	Maulesel	50	100	3·5	350	8	10,080000

Da die animalischen Motoren zu verschiedenen Arbeiten verwendet werden, die sich rücksichtlich der Art und Weise, in welcher sie zu verrichten sind, sehr von einander unterscheiden, so wird auch die tägliche Leistung derselben sehr verschieden ausfallen, weil der Grad der Ermüdung des animalischen Motors nicht der hervorgebrachten Leistung proportional ist, sondern von der Art der Arbeit abhängt, indem manche Arbeiten mehr ermüden als andere. Diese Motoren arbeiten entweder an Maschinen, oder ohne diese; in dem letzteren Falle besteht ihre Arbeit in dem verticalen Emporheben, oder in einem horizontalen Fortbewegen einer Last. Da sich jedoch die Leistung der animalischen Motoren dem, in dem §. 77 Auseinandergesetzten gemäß, nie genau angeben läßt, so muß man zu deren Bestimmung sich der Resultate der Erfahrung bedienen, welche selbstverständlich nur als Mittelwerthe anzusehen sind.

Indem die Erfahrungsresultate über die Leistung der animalischen Motoren, wenn sie an Maschinen arbeiten, geeigneten Orts angeführt werden, sind in den zwei nachfolgenden Tabellen nur diejenigen, welche sich für die Leistung derselben bei Arbeiten ohne Maschinen ergeben haben, dem Wesentlichsten nach zusammengestellt.

Tabelle 2.

Leistung der animalischen Motoren bei dem verticalen Heben von Lasten.

Art der Arbeit	Gehobene Last in Pfunden	Geschwindigkeit in Fußen	Effect in Fußpfunden	Arbeitszeit in Stunden	Tägliche Leistung in Fußpfunden
Ein Mensch, welcher ohne Last über eine sanfte Rampe oder Stiege hinaufsteigt	120	0·5	60	8	1,728000
Ein Arbeiter, welcher mit einer Last auf dem Rücken eine Stiege oder ein Gerüst hinansteigt, und jedesmal leer zurückgeht	100	0·13	13	6	380800
Ein Arbeiter, welcher wiederholt mittelst eines Schubkarrens eine Last auf eine Rampe von $\frac{1}{12}$ Steigung hinaufführt, und wieder leer zurückführt . . .	110	0·06	6·6	10	237600
Ein Mann, welcher eine Last frei mit den Händen emporhebt	36	0·54	19·44	6	419904
Ein Arbeiter, welcher mit einer Schaufel Erde auf eine mittlere Höhe von 5 Fuß wirft	5	1·25	6·25	10	225000
Ein Arbeiter, welcher an einem Rammklotze arbeitet	25	1·12	28	10	1,008000

Tabelle 3.

Leistung der animalischen Motoren bei dem Fortbewegen von Lasten auf horizontalem Wege.

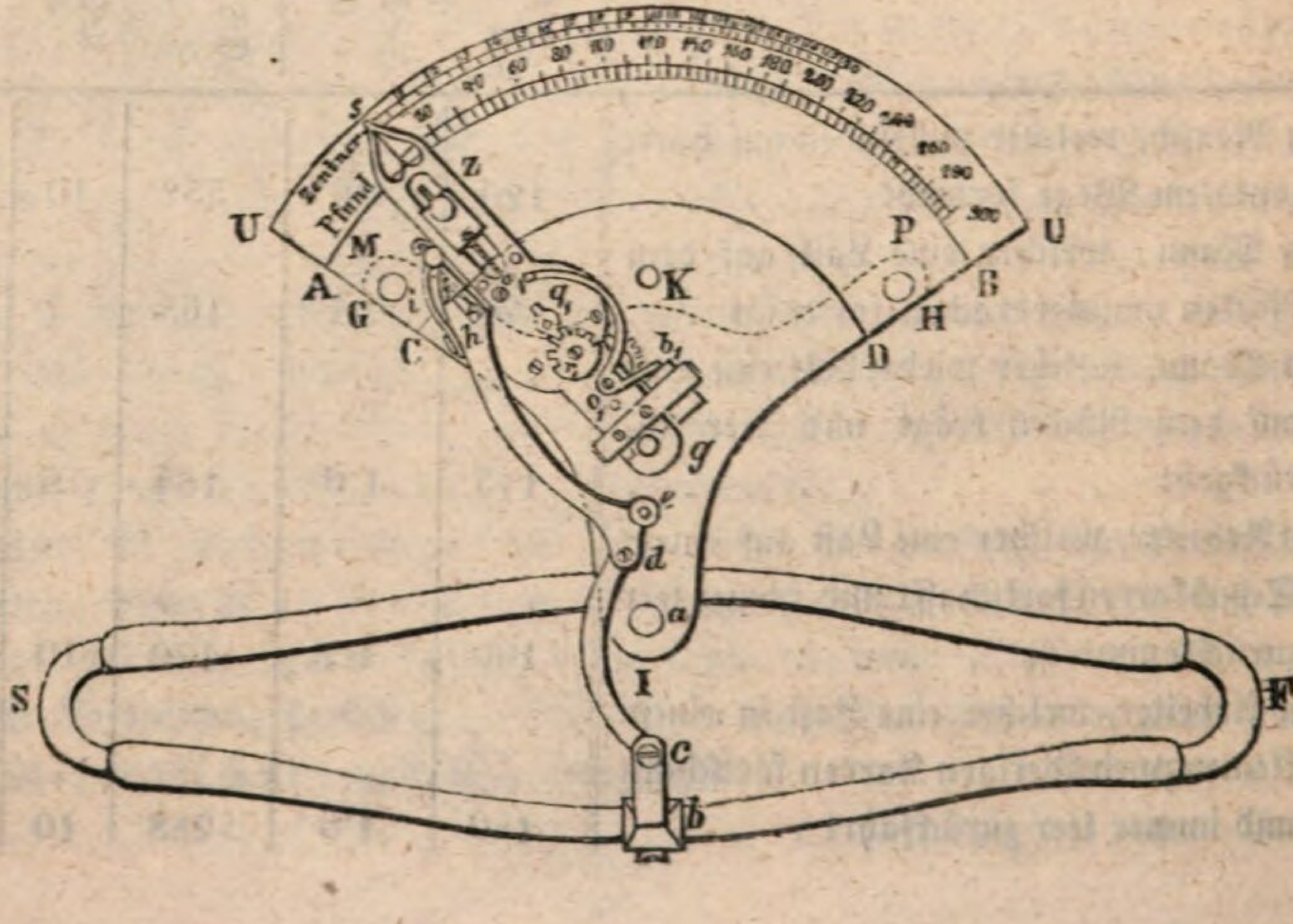
Art der Arbeit.	Transportirte Last in Pfunden	Geschwindigkeit in Fußen	Effect in Fußpfunden	Arbeitszeit in Stunden	Tägliche Leistung in Fußpfunden
Ein Mensch, welcher unbeladen auf horizontalem Wege fortgeht.	120	4·6	552	10	19,872000
Ein Mann, welcher eine Last auf dem Rücken ununterbrochen forträgt . .	70	2·4	168	7	4,233600
Ein Mann, welcher wiederholt eine Last auf dem Rücken trägt und leer zurückgeht	115	1·6	184	6	3,974400
Ein Arbeiter, welcher eine Last auf einem Schubkarren fortschafft und immer leer zurückkommt	100	1·7	170	10	6,120000
Ein Arbeiter, welcher eine Last in einem kleinen zweiräderigen Karren fortschafft und immer leer zurückfährt	180	1·6	288	10	10,368000

Art der Arbeit.	Transportirte Last in Pfunden	Geschwindigkeit in Fußen	Effect in Fußpfunden	Arbeitszeit in Stunden	Tägliche Leistung in Pfunden
Ein Pferd, welches Lasten vermittelst eines Karrens auf weite Strecken fortschafft und dabei im Schritte geht .	1250	3·5	4375	10	157,500000
Ein Pferd, welches einen beladenen Karren wiederholt fort- und denselben leer zurückführt.	1250	2	2500	10	90,000000
Ein Pferd, welches an einem fortwährend beladenen Wagen im Trabe laufend zieht	625	7	4375	4·5	70,880000
Ein Packpferd im Schritte gehend . .	215	3·5	752·5	10	27,090000
detto im Trabe	140	7	980	7	24,696000

§. 80. **Dynamometer.** Da die Intensitäten der Zug- und Druckkräfte, welche animalische Motoren zu entwickeln vermögen, je nach der Individualität der arbeitenden Geschöpfe verschieden sind, und nur im Wege directer Beobachtungen für jeden speziellen Fall ermittelt werden können, so bedient man sich zu diesem Behufe besonderer Instrumente, welche man **Dynamometer** (Kraftmesser) nennt. Unter allen Instrumenten dieser Art zeichnet sich der, auf dem Principe der Elasticität einer Stahlfeder beruhende **Burg'sche Dynamograph** (Kraftverzeichner), durch seine dem Zwecke entsprechende Genauigkeit und durch die Bequemlichkeit aus, welche derselbe für die Beobachtungen darbietet.

Dieser Dynamograph (fig. 64 und 65) besteht aus einer stark gestreckten ovalen Stahlfeder SF (fig. 64), an welcher in dem Punkte a eine

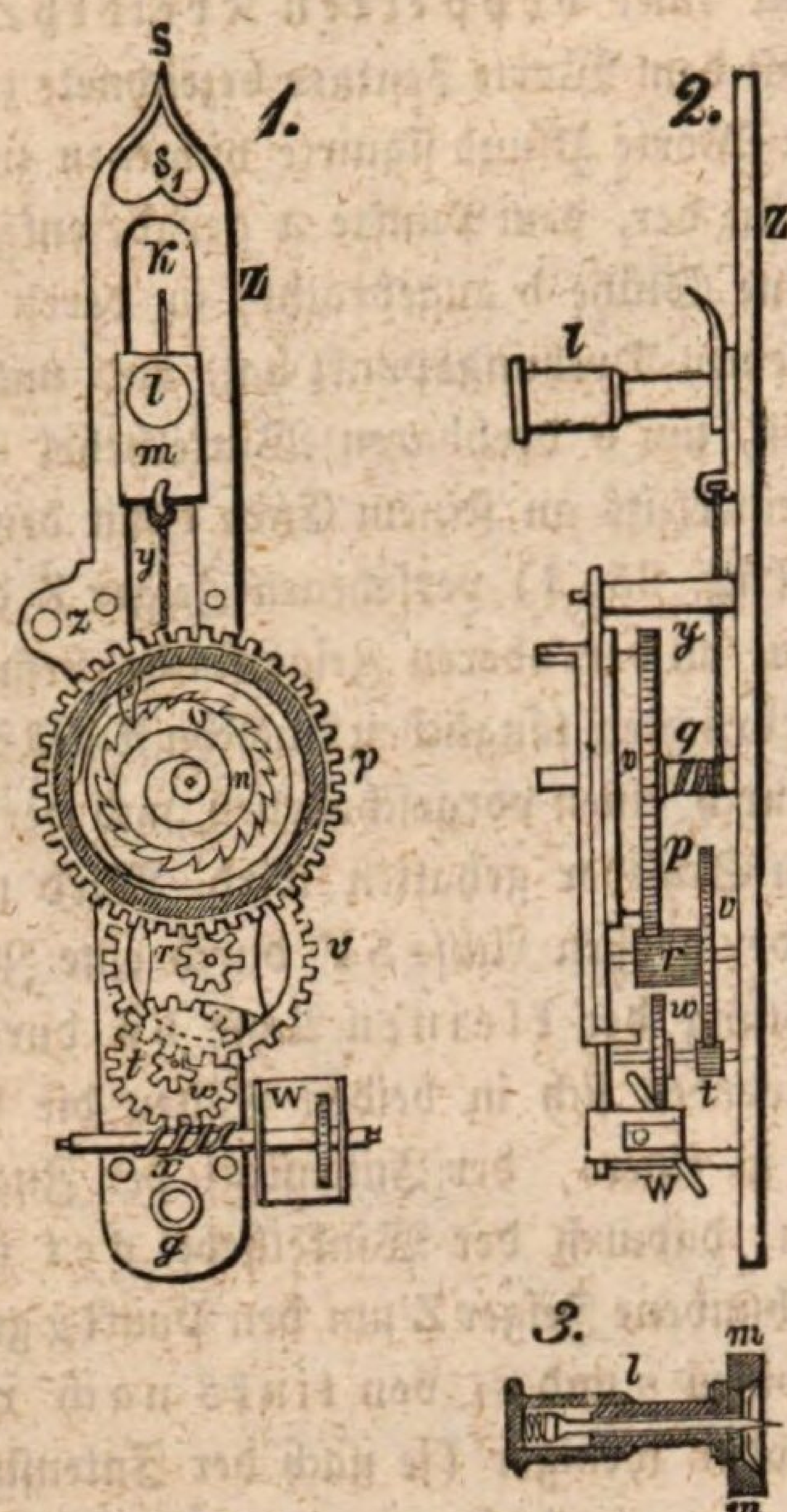
Fig. 64.



kreissectorartige Messingplatte MP befestiget ist, welche in der Nähe ihres kreisförmigen Umfanges UU mit einer doppelten Kreistheilung versehen ist, von denen die äußere, mit dem Worte Zentner bezeichnete zur Messung der Zug-, die innere, mit dem Worte Pfund signirte hingegen zur Messung der Druckkräfte bestimmt ist. An der, dem Punkte a gerade entgegengesetzten Seite der Stahlfeder SF ist eine Stütze b angebracht, in deren Punkte c das gebogene Verbindungsstück cd seinen Drehungspunkt hat, und mit seinem anderen Ende in dem Punkte d mit dem, um e drehbaren Winkelhebel de gelenkartig verbunden ist, welcher seinerseits an seinem Ende f mit dem um g drehbaren, mit zwei Spitzen s und s_1 (fig. 65, 1) versehenen Zeiger Z dadurch in Verbindung gebracht ist, daß sich ein, an der oberen Zeigerfläche befindliches stählernes Zäpfchen z in den bei h angebrachten länglichen Ausschnitt des Winkelhebels def hineinlegt, und in diesem durch einen vorgeschobenen, und vermittelst der Druckfeder i in seiner Lage fixirten Schieber gehalten wird. Wird nun die ovale Stahlfeder SF in der Richtung der großen Achse SF durch eine Zugkraft ausgedehnt, oder aber in der Richtung der kleinen Achse ba durch eine Kraft zusammengedrückt, so werden sich in beiden Fällen die Punkte c und e dieses Instrumentes einander in einem, der Intensität der Zug- oder Druckkraft entsprechenden Maße nähern, dadurch der Winkelhebel def um den Punkt e, so wie auch der mit diesem verbundene Zeiger Z um den Punkt g gedreht, und auf diese Weise die beiden Zeigerspitzen s und s_1 von links nach rechts auf den beiden Kreistheilungen mehr oder weniger (je nach der Intensität der Zug- oder Druckkraft) fortgeschoben werden; so daß man durch das Ablesen der Zahl, welche dem auf der äußeren oder inneren Kreistheilung befindlichen, mit der entsprechenden Zeigerspitze correspondirenden Theilstriche zukommt, die Intensität der, in dem Augenblicke der Beobachtung die Feder SF ausdehnenden oder zusammendrückenden Kraft bestimmen kann.

Da aber diese Intensität bei den meisten Beobachtungen beständig und schnell varirt, der Zeiger demnach auch stete und schnelle Schwankungen macht, so ist mit einem derart vorgerichteten Instrumente eine genaue Beobachtung und die Bestimmung der mittleren Kraftintensität unmöglich. Diesem Uebelstande wird dadurch abgeholfen, daß der Zeiger Z mit einem Schlitze K (fig. 64 und 65) versehen ist, in welchem sich der Schieber mm mit der auf diesem befestigten Bleistifthülse l (fig. 65, 1, 2 und 3) leicht längs des Zeigers, wie in einer Coulisse, verschieben läßt. Der obere Theil dieser Bleistifthülse läßt sich abschrauben, um den Bleistift, welcher durch den Schieber m durchgeht, einstecken, und ober ihm eine schwache Spiralfeder, durch welche er etwas herabgedrückt werden soll, anbringen zu können. Am Ende des Schlitzes K befindet sich an dem Zeiger Z ein kleines Uhrwerk, bestehend aus dem, auf der Spindel q concentrisch befestigten Federgehäuse n, mit der spiralförmig aufgewundenen Uhrfeder o, und dem an diesem befindlichen, mit dem Gehäuse aus einem Stücke bestehenden Stirnrädchen p, welches die, durch den Ablauf der Uhrfeder erzeugte rotirende Bewegung vermittelst der zwei Getriebe r und t, der beiden Stirnrädchen v und w, und einer Schraube ohne Ende x, auf einen kleinen Windfang W zu dem Behufe überträgt, damit die Spindel q langsam und möglichst gleichförmig rotire, und sich der, mit einem seiner beiden Enden an dem Schieber m, und mit dem anderen an der genannten Spindel befestigte

Fig. 65.

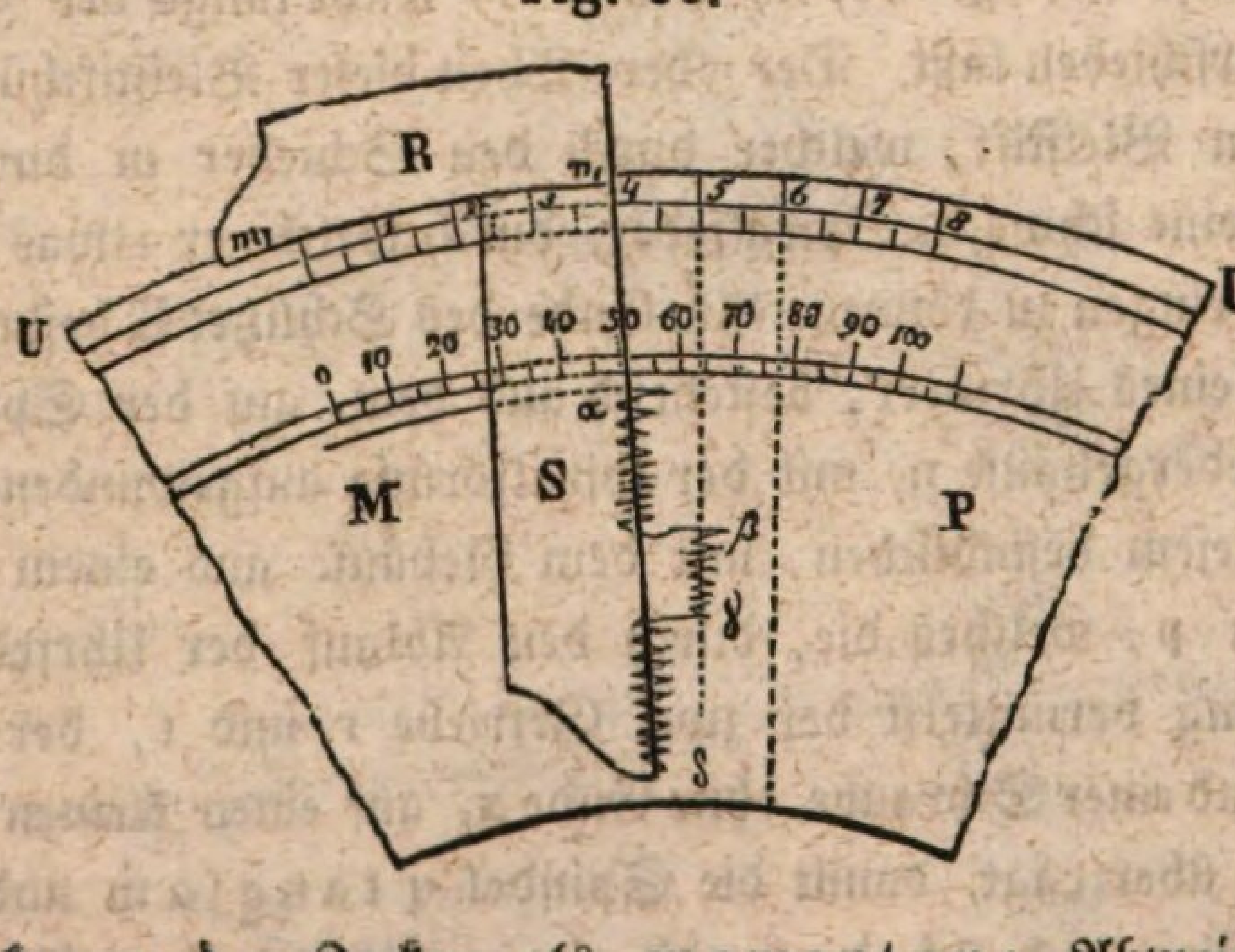


dünne Seidenfaden y, auf dieser während dem Gange des Uhrwerkes aufwickele, wodurch der Schieber m, sammt dem in der Bleistifthülse befindlichen Bleistifte, von dem der Zeigerspitze nächst liegenden Punkte des Schlitzes K, gegen den Drehungspunkt g des Zeigers herabgezogen wird.

Um das Uhrwerk nach Belieben in *Gang* setzen oder *hemmen* zu können, befindet sich an dem Zeiger Z noch ein, um o_1 drehbarer gekrümmter Hebel (Sperrhebel) $a_1 o_1 b_1$, welcher an seinem Ende b_1 noch unter einem rechten Winkel so gebogen ist, daß dieser Theil, wenn man den Punkt a_1 des Hebels nach rechts bewegt, an den Windfang anstößt, und auf diese Weise die Hemmung bewirkt, hingegen bei der Verrückung des Punktes a_1 nach der linken Seite des Instrumentes der Windfang frei wird, und das Ablaufen des aufgezogenen Uhrwerkes Statt finden kann.

Wird nun in den *kreisbandförmig* vertieften Theil ABCD der Messingplatte MP ein *Pergament-* oder *Papierstreifen* eingelegt, und durch die beiden Schrauben G und H, welche die dreiarmige Deckelplatte GIHK mit der Bodenplatte AIB verbinden, in diesem festgehalten, das Uhrwerk aufgezogen, und der Schieber m so weit gegen die Spitze des Zeigers verschoben, als es der Schlitz K gestattet, so wird der *Bleistift*, wenn das Uhrwerk durch Auslösung des Sperrhebels in Gang gesetzt wird, eine, den verschiedenen, während des Versuches Statt findenden Widerständen, folglich den zu ihrer Ueberwindung angewendeten Kraftintensitäten entsprechende *gezackte Linie* (Kraftlinie) von der Form $\alpha\beta\gamma\delta$ (fig. 66) auf dem Pergament- oder Papierstreifen verzeichnen.

Fig. 66.



Legt man nun den Winkelhacken RS mit seinem kreisförmigen Anschlage $m_1 n_1$ an den Umfang UU der Messingplatte MP *derart* an, daß seine Kante $n_1 \delta$ *so genau als möglich* durch die verzeichneten *kleinen Zacken mitten* durchgeht, indem man die *längeren*, hin und wieder vorkommenden Zacken als *momentane* Abweichungen von der *mittleren* Kraftanstrengung *unberücksichtiget* läßt, so zeigt *diese* in ihrer Ver-

längerung auf der entsprechenden Skala den Theilstrich an, welcher der mittleren, während des Versuches angewendeten Intensität der Zug- oder Druckkraft entspricht.

Das kleine halbgezahnte Rädchen r_1 (fig. 64), sammt dem mit zwei Ansätzen versehenen Theile q_1 bildet die Sperre beim Aufziehen oder Ablaufen des Uhrwerkes. — Die Eintheilung der beiden Skalen wird am sichersten auf empirischem Wege gemacht.

Multiplicirt man die, vermittelst dieses Instrumentes auf vorerklärte Weise gefundene mittlere Kraftanstrengung eines animalischen Motors mit der mittleren Geschwindigkeit seines Angriffspunktes, so erhält man seine Leistung in jeder Secunde, und durch Multiplication dieser letzteren Zahl mit der Anzahl der Secunden der wirklichen Arbeitszeit seine tägliche Leistung.

§. 81. Der absolute Effect der Motoren. Unter dem absoluten Effecte eines Motors, versteht man den größten, im Motor selbst enthaltenen Effect, welchen er, auf einen zu bewegenden oder zu verändernden Körper einwirkend, vermöge seiner Wirkungsfähigkeit an diesen abzugeben vermag. Die Bestimmung des absoluten Effectes kann nur bei denjenigen Motoren mit Genauigkeit geschehen, welche durch die Schwerkraft, oder durch die Trägheit wirken; während bei den anderen eine scharfe Bestimmung desselben aus dem Grunde unmöglich ist, weil die Gesetze der Kraft, deren materielle Träger sie sind, nicht mit mathematischer Genauigkeit bekannt sind.

Der absolute Effect der animalischen Motoren läßt sich dem, in dem §. 77 Auseinandergesetzten gemäß, nur annäherungsweise bestimmen. Die mittleren erfahrungsmäßigen Werthe desselben sind in der Tabelle des §. 79 unter der Rubrik „Leistung per Secunde in Fußpfunden" angegeben.

Der absolute Effect, welchen das in einem Fluße, Bache oder Kanale fließende Wasser durch seine lebendige Kraft verrichten kann, wird durch die halbe lebendige Kraft derjenigen Wassermenge bestimmt, die in jeder Secunde durch einen bestimmten Querschnitt des Flußes, Baches oder Kanales hindurchfließt. Bezeichnet daher **Q** diese Wassermenge in Cubikfußen, **V** die Geschwindigkeit in Fußen, mit welcher diese in jeder Secunde durch einen bestimmten Querschnitt hindurchfließt, und E_a ihren absoluten Effect in Fußpfunden, so ist die lebendige Kraft dieser Wassermenge (nach §. 68) $= \frac{56{\cdot}5\ Q}{31} V^2$, und sonach die in jeder Secunde disponible Wirkung, also der absolute Effect

$$E_a = \tfrac{1}{2} \cdot \frac{56{\cdot}5\ Q}{31} V^2 \text{ Fpf, oder } E_a = 0{\cdot}911\ QV^2 \text{ Fpf,} \quad \ldots (4,$$

und, wenn man mit N_a diesen absoluten Effect in Pferdekräften ausgedrückt bezeichnet, auch

$$N_a = \frac{0\text{·}911}{430} Q V^2 \text{ Pfk}, \text{ oder } N_a = 0\text{·}002 \ Q V^2 \text{ Pfk} \ldots . (4'.$$

Der absolute Effect einer Wassermenge von Q Cubikfuß, die in jeder Secunde durch eine verticale Höhe H herabsinkt, wird durch das Product aus dem Gefälle H, in das Gewicht dieser Wassermenge gemessen; so daß demnach der absolute Effect dieser Wasserkraft durch

$$E_a = 56\text{·}5 \ Q H \text{ Fpf} \ldots (5,$$

oder durch $N_a = \frac{56\text{·}5}{430} Q H = 0\text{·}131 \ Q H$ Pfk . . . (5′ bestimmt ist.

Bei den übrigen Motoren, als bei dem Dampfe, dem Winde u. s. w. ist eine genaue Bestimmung des absoluten Effectes aus dem vorangegebenen Grunde unmöglich.

§. 82. **Beispiele.** 1. Mit welcher Kraftanstrengung wird ein mittelstarker Mensch bei 2·5 Fuß Geschwindigkeit, und 9 Stunden Arbeitszeit, ohne Nachtheil für seine Gesundheit zu arbeiten vermögen? — Da nach der Tabelle 1 des §. 79 die mittlere Kraft eines Menschen, bei 8 Stunden Arbeitszeit und der Geschwindigkeit von 2·5 Fuß, 25 Pfund beträgt, so hat man zum Behufe der Bestimmung, der von ihm unter den gegebenen Bedingungen aufzuwendenden Kraft, in der Gleichung 1 (§. 77), $v = c = 2\text{·}5$, $t = 8$, $z = 9$ und $k = 25$ zu setzen, wodurch sich diese, wegen $K = 25 \left(2 - \frac{2\text{·}5}{2\text{·}5}\right) \left(2 - \frac{9}{8}\right) =$ $= 25 \ (2 - 1\text{·}125) = 25 . 0\text{·}875$, zu 21·875 Pfund bei einem, den mittleren Werthen zukommenden und diesem gleichen Grade der Ermüdung herausstellt.

Die Gleichung $K = 25 \left(2 - \frac{9}{8}\right)$, welche dem gegebenen Falle entspricht, kann man aber auch in der Form $K = 25 \left(1 - \frac{1}{8}\right)$ darstellen, und daher sagen: Daß durch Vermehrung der mittleren Arbeitszeit um den achten Theil derselben, die wirkliche Kraft um den achten Theil der mittleren vermindert wird. Auf eben dieselbe Weise findet man, daß durch Verminderung der wirklichen Arbeitszeit um einen gewissen Theil derselben, die wirkliche Kraft in demselben Verhältniße vermehrt wird.

Die, der vorbezeichneten Arbeit entsprechende Leistung des Menschen in der Secunde, also der von ihm hervorzubringende Effect, wird 21·875 . 2·5 = 54·687 Fpf betragen, also dem zum Heben eines Gewichtes von 54·687 Pfund auf 1 Fuß Höhe aufzuwendenden Effecte entsprechen, und ist sonach kleiner, als der absolute Effect eines mittelstarken Menschen, welcher erfahrungsmäßig (Tabelle 1, §. 79) 62·5 Fpf beträgt.

2. Welche Last wird ein mittelstarker Bote tragen können, wenn er in 10 Stunden täglich 6 Meilen zurücklegen soll? — Da eine Meile = 4000 Klftr, oder = 24000 Fuß ist, so wird seine wirkliche Geschwindigkeit $\frac{6 . 24000}{10 . 3600} = 4$ Fuß,

und somit die Last, welche er ohne Nachtheil für seine Gesundheit zu tragen im Stande sein wird, wegen $v = 4$, $c = 2{\cdot}5$, $z = 10$ und $t = 8$, nach Gleichung 1: $K = 25\left(2 - \frac{4}{2{\cdot}5}\right)\left(2 - \frac{10}{8}\right) = 25 . 0{\cdot}4 . 0{\cdot}75 = 7{\cdot}5$ Pfd betragen, in welchem Falle sich der hervorzubringende Effect zu $7{\cdot}5 . 4 = 30$ Fpf stellen würde.

Wenn aber der Bote in 10 Stunden bloß 4 Meilen zurücklegen sollte, so würde, wegen $v = \frac{4 . 24000}{10 . 3600} = 2{\cdot}67$ Fuß, die Last, die er in diesem Falle unter Voraussetzung einer gleich großen Ermüdung tragen könnte, $K = 25\left(2 - \frac{2{\cdot}67}{2{\cdot}5}\right)\left(2 - \frac{10}{8}\right) = 25 . 1{\cdot}068 . 0{\cdot}75$, also $K = 20{\cdot}025$ Pfund ausmachen.

In diesen Fällen wird jedoch stets ein ganz ebener Weg ohne Hindernisse, also z. B. ohne Berge, vorausgesetzt, weil diese seine Kraft noch auf andere Art, z. B. durch das Aufsteigen auf einer schiefen Fläche, in Anspruch nehmen würden.

3. Durch wie viel Stunden wird ein Arbeiter bei einer Kraftanstrengung von 40 Pfund, und bei der mittleren Geschwindigkeit von 2·5 Fuß, täglich zu arbeiten vermögen? — In diesem Falle ist, wegen $K = 40$, $k = 25$, $v = c = 2{\cdot}5$ und $t = 8$, zu setzen: $40 = 25\left(2 - \frac{2{\cdot}5}{2{\cdot}5}\right)\left(2 - \frac{z}{8}\right)$, also $\frac{40}{25} = 2 - \frac{z}{8}$, und $z = 8\left(2 - \frac{40}{25}\right)$, woraus sofort $z = 3{\cdot}4$ Stunden folgt.

4. Mit welcher Geschwindigkeit wird ein mittelstarkes, an einem Wagen ziehendes Pferd arbeiten können, wenn die Intensität seiner Zugkraft 140 Pfund, und die Arbeitszeit 8 Stunden betragen soll? — Da, nach der Tabelle 1 (§. 79), die mittlere Kraft eines Pferdes erfahrungsmäßig 100 Pfund, und seine mittlere Geschwindigkeit 4 Fuß beträgt, so hat man, der öfter erwähnten Gleichung 1 gemäß, zu setzen: $140 = 100\left(2 - \frac{v}{4}\right)\left(2 - \frac{8}{8}\right)$, also $1{\cdot}4 = 2 - \frac{v}{4}$, woraus sofort $v = 2{\cdot}4$ Fuß folgt. Der Effect, welchen das Pferd bei dieser Arbeit entwickeln würde, ergibt sich zu $140 . 2{\cdot}4 = 336$ Fpf.

Zweites Kapitel.

Von den Maschinen im Allgemeinen.

§. 83. Zweck der Maschinen. Die Veränderungen der Körper, welche durch das freie Spiel der Naturkräfte hervorgebracht werden, geschehen durch die unmittelbare Einwirkung der Motoren auf die zu verändernden Körper, und die Resultate derselben, welche von verschiedenen Zufälligkeiten abhängen, sind meistentheils für menschliche Zwecke nutzlos;

dagegen sind diejenigen Veränderungen, welche durch die unmittelbare Einwirkung der menschlichen Kraft auf die zu verändernden Körper hervorgebracht werden, wegen der geistigen Begabung des Motors in den meisten Fällen brauchbar und nützlich. Aus diesem Grunde ist bei der Anwendung aller verstandeslosen Motoren eine geregelte Vermittelung zwischen diesen und den durch sie zu verändernden Körpern nothwendig, wenn die Resultate ihrer Thätigkeit für uns nutzbringend werden sollen. Diese Regelung ihrer Thätigkeit wird durch Maschinen bewirkt; durch sie werden alle Zufälligkeiten in der Veränderung der Körper beseitiget, die Kräfte zweckmäßig geleitet, und auf diese Weise das beabsichtigte Resultat erzielt.

§. 84. **Einrichtung der Maschinen.** Die Einrichtung einer jeden Maschine muß im Allgemeinen so beschaffen sein, daß, wenn gewisse Bestandtheile derselben durch einen Motor in Bewegung gesetzt werden, andere Theile auf die zu verändernden Körper in einer, dem Zwecke entsprechenden Art und Weise einwirken. Aus diesem Grunde muß jede Maschine, welche vollständig sein soll, aus nachfolgenden **Haupt-Bestandtheilen** bestehen:

1. Aus einem, oder aus mehreren Bestandtheilen, welche die Bestimmung haben, die in dem Motor enthaltene Kraft unmittelbar aufzunehmen; man nennt sie die **Receptoren** (Kraftaufsammler). So sind die Schaufeln und Kübeln bei den Wasserrädern, der Kolben bei der Dampfmaschine, die Flügel bei einem Windrade, der Griff oder der Tritt u. dgl. bei den Maschinen, die durch Menschenkraft bewegt werden, u. s. w. Receptoren.

2. Aus solchen Bestandtheilen, welche die Receptoren untereinander zu einem festen Ganzen verbinden, damit diese dadurch eine sichere und richtige Bewegung erhalten. Diese Gruppe aller, zu einem Ganzen verbundenen Bestandtheile nennt man die **Betriebsmaschine**, auch **Kraftmaschine**; solche sind: die Dampfmaschinen, Wasserräder, Turbinen, Wassersäulenmaschinen, Windräder, u. s. w.

3. Aus einem, oder aus mehreren Bestandtheilen, die unmittelbar auf den zu verändernden Körper einwirken; man nennt diese die **Werkzeuge**, auch **Operatoren**. So sind z. B. bei einer Mahlmühle die Mühlsteine, bei einem Hammerwerke der Hammer, bei einer Bohrmaschine der Bohrer u. s. w. die Werkzeuge.

4. Aus Bestandtheilen, die alle zusammenwirken müssen, damit das Werkzeug oder die Werkzeuge eine bestimmte, zur Verrichtung der entsprechenden Arbeit unbedingt nothwendige, richtige Bewegung erhalten. Diese, mit den Werkzeugen zu einem Ganzen verbundenen Bestandtheile, bilden die **Arbeitsmaschine**, **Werkzeugmaschine**, auch **Fabricationsmaschine** genannt.

5. Endlich aus solchen Bestandtheilen, welche die Verbindung zwischen den Betriebs- und den Arbeitsmaschinen auf eine dem Zwecke entsprechende Weise herstellen, und die zur Fortleitung der Bewegung und zur Uebertragung der bewegenden Kraft dienen. Den Inbegriff aller dieser letzt erwähnten Bestandtheile nennt man die **Transmission**, auch **Triebwerk**.

Diese eben angeführten, einer vollständigen Maschine nothwendigerweise zukommenden Haupt-Bestandtheile, müssen unter sich in einem solchen Zusammenhange stehen, daß durch die Einwirkung des Motors auf die Maschine nur derartige Bewegungen in ihren sämmtlichen Theilen entstehen, welche dem Zwecke, für welchen dieselbe construirt ist, entsprechen; daher die Bewegungen sämmtlicher Punkte der Maschine gezwungene, unfreie sein müssen. Man nennt eine solche, durch den Zweck, zu welchem die Maschine dienen soll, vorgezeichnete Verbindung ihrer Bestandtheile, den **geometrischen Zusammenhang**.

§. 85. Diejenige Einrichtung einer Maschine ist unter allen möglichen die vorzüglichste, bei welcher diese die größte Quantität des Productes, zu dessen Erzeugung sie bestimmt ist, in Verbindung mit der möglichst besten Qualität, bei dem geringsten Aufwande an bewegender Kraft und Geld liefert, durch welche also der Preis der Einheit des verfertigten Productes relativ am Kleinsten wird. Eine solche Einrichtung kann aber nur dadurch bewerkstelliget werden, daß man zunächst den zum Betriebe der Maschine zweckgemäßesten Motor wählt, welcher derjenige sein wird, der an dem Orte, an welchem die Maschine in Thätigkeit kommen soll, unter allen Motoren am billigsten zu stehen kommt. Durch die Wahl des Motors ist nun auch die Betriebsmaschine im Allgemeinen bestimmt, da z. B. durch die Wahl des Dampfes als Motor, die Anwendung einer Dampfmaschine, durch die des Wassers als Motor, die Anwendung einer durch dasselbe zu betreibenden Kraftmaschine, als z. B. eines Wasserrades, einer Turbine, u. s. w. bedingt ist, so daß demnach nur noch die besondere, unter den gegebenen Umständen vortheilhafteste Anordnung der Betriebsmaschine, d. i. diejenige, welche dem Motor seinen absoluten Effect am vollständigsten zu entziehen, und in sich aufzunehmen vermag, zu wählen ist. Um aber diese Wahl treffen zu können, muß man die Bedingungen, unter welchen diese Kraftentziehung am vollständigsten erfolgt, genau kennen, da von dieser Kenntniß die Construction der Maschine, und ihre Beurtheilung abhängt; es müssen alle Vor- und Nachtheile einer jeden Anordnung genau gegen einander abgewogen, und diejenige gewählt werden, für welche die Differenz zwischen der Summe der Vor- und der der Nachtheile am größten wird. Hierauf muß, im Falle das zu der Bearbeitung irgend eines Stoffes erforderliche Werkzeug noch nicht existirt, ein solches auf Grundlage einer genauen Kenntniß des Rohstoffes, und des daraus zu erzeugenden Productes erdacht werden, welches der Natur des, zu der Hervorbringung dieses

Productes nothwendigen technologischen Processes entspricht, und seine zweckmäßigste Form, das geeignetste Materiale, aus welchem dasselbe hergestellt werden soll, seine Größe, die dem Zwecke am besten entsprechende Bewegungsart desselben, die vortheilhafteste Geschwindigkeit, mit welcher dieses wirken soll, die Anzahl der Werkzeuge, welche einer bestimmten Quantität des zu erzeugenden Productes entspricht, und endlich die Größe der zu ihrer Bewegung erforderlichen Kraft bestimmt werden. Sind die, zu dem, aus irgend einem Rohstoffe zu erzeugenden Producte dienlichsten Werkzeuge ausgemittelt, so hat man nun Mechanismen ausfindig zu machen, durch welche die nothwendigen Bewegungen der Werkzeuge, den Bedingungen des technologischen Processes entsprechend, hervorgebracht werden. Ferner muß die Arbeitsmaschine mit der Betriebsmaschine durch eine gehörig angeordnete Transmission in Verbindung gebracht werden, so daß die Bewegungen und Geschwindigkeiten beider der günstigsten Wirksamkeit derselben entsprechen; zugleich soll die Transmission so einfach als möglich sein, damit die durch sie entstehenden Kraftverluste und die Anschaffungskosten derselben ein Minimum werden. Endlich müssen noch, wenn es nothwendig ist, geeignete Vorrichtungen, **Regulatoren** genannt, in Anwendung kommen, um die vortheilhafteste Geschwindigkeit der Maschine herbeizuführen, und sie in diesem Bewegungszustande wenigstens annäherungsweise, (so daß sich die Bewegung von dem vortheilhaftesten Zustande derselben nie viel unterscheidet), andauernd zu erhalten.

§. 86. **Grundsätze der Construction der Maschinenelemente.** Ist die dem Zwecke entsprechendste Einrichtung der Maschinenanlage auf die, in den §. §. 84 und 85 der Hauptsache nach angegebene Weise bestimmt, so schreite man zu der Construction der einzelnen Theile der Maschine, der **Maschinenbestandtheile** oder **Maschinenelemente**, aus welchen die Hauptbestandtheile derselben bestehen, indem man die Bedingungen, welchen jedes Maschinenelement entsprechen muß, um seinem Zwecke zu genügen, gehörigerweise berücksichtiget. Diese Bedingungen lassen sich in nachfolgenden Grundsätzen zusammenfaßen:

1. Man wähle zunächst für jeden Maschinenbestandtheil das zweckmäßigste Materiale, und sorge dafür, daß, bei den von Gußmetall herzustellenden, so wenig Modelle als möglich, der großen Unkosten wegen, die diese verursachen, neu angefertigt werden müssen, indem man, wenn dieß thunlich ist, sich der bereits vorhandenen bedient.

2. Muß jedes Maschinenelement eine, den Functionen, welche es zu verrichten, und den Widerständen, welche es zu überwinden hat, entsprechende Form und Stärke erhalten. Die Stärke derselben muß hinlänglich groß sein, damit die Maschinenbestandtheile einerseits nicht nur den, in dem Normalzustande der Bewegung vorhandenen Kräften, sondern auch noch jenen, die entweder

durch die Einwirkung der Massen der Maschine entstehen, oder aber durch zufällige Ursachen zeitweilig eintreten, gehörig zu widerstehen vermögen, andererseits aber in ihnen keine starken Vibrationen und merkliche Formänderungen eintreten, da es nur unter dieser Voraussetzung möglich ist, die Bewegung ohne sonderlichen Verlust an Geschwindigkeit, von dem einen Ende der Maschine bis zu dem anderen nach den, von dem geometrischen Zusammenhange der Maschinenbestandtheile abhängigen Gesetzen fortzupflanzen. Was die Formen der Maschinenbestandtheile anbelangt, so müssen diese der Kostspieligkeit des Materiales wegen, aus welchem sie herzustellen sind, derart gewählt werden, daß sie bei einem möglichst geringen Materialaufwande, die hinreichende Festigkeit gewähren. Welches die zweckgemäßesten Formen sind, und wie die Querschnittsdimensionen der Maschinenelemente bestimmt werden, ist in dem ersten Kapitel des ersten Abschnittes auseinandergesetzt worden.

3. Soll die, durch die Reibung an den sich bewegenden Maschinenbestandtheilen entstehende Abnützung nur sehr gering sein, weil durch diese mit der Zeit die Maschinenbestandtheile ihre ursprüngliche Form verlieren, wodurch dann zweckwidrige Vibrationen entstehen, welche den geometrischen Zusammenhang aller Theile wesentlich stören, und häufige Reparaturen, die oft sehr kostspielig sein können, veranlassen. Die Abnützung scheint vorzugsweise durch die Erwärmung der sich reibenden Flächen der Maschinenelemente zu entstehen, daher bei der Construction derselben mit besonderer Sorgfalt die Mittel, welche gegen das Warmlaufen und die dadurch entstehende Abnützung dienen, beachtet werden müssen. Diese Schutzmittel sind folgende:

a) Möglichste Verminderung des Druckes zwischen den sich reibenden Flächen;

b) möglichst gleichförmige Vertheilung des Druckes auf die Berührungsflächen;

c) hinreichend großer Flächeninhalt der Berührungsflächen;

d) möglichste Vermeidung großer Geschwindigkeiten;

e) reichliche und continuirliche Schmierung der sich reibenden Flächen mit Oel;

f) möglichste Vermeidung von Erschütterungen und Vibrationen;

g) zweckmäßige Wahl des Materiales für die sich reibenden Theile der Maschinenelemente im Allgemeinen, und Anwendung von Gußmetallen insbesondere.

4. Möglichste Verminderung der Reibungswiderstände an den Maschinenelementen, weil durch diese einestheils die Abnützung der sich in- oder aufeinander bewegenden Theile derselben bedingt ist, wie dieses in Nr. 3 auseinander gesetzt wurde, anderentheils aber auch dieselben den zum Betriebe der Maschinen erforderlichen Kraftaufwand vermehren. In dieser Beziehung verweisen wir auf die, in dem zweiten Kapitel des ersten Abschnittes behandelte Lehre von dem Widerstande der Reibung.

5. Ist bei der Construction der Maschinenelemente darauf zu sehen, daß dieselben rücksichtlich ihrer Form und ihres constructiven Details keine Schwierigkeit in der Ausführung verursachen, und eine leichte Aufstellung der Maschine, deren Theile sie sind, gestatten; weil einerseits die Arbeitskosten weit mehr als die Kosten des zu ihrer Herstellung verwendeten Materiales betragen, andererseits aber die Schwierigkeiten bei der Aufstellung der Maschine um so größer werden, je schwieriger es ist, die einzelnen Maschinenelemente mit dem nöthigen Grade der Genauigkeit an dem, durch die Anordnung der Maschine bedingten Orte zu befestigen.

§. 87. Beschaffenheit der Bewegung der Maschinen im Allgemeinen. Wirkt ein Motor mit hinreichender Intensität auf eine Maschine ein, so wird diese zunächst in Bewegung kommen, sodann eine Reihe von Bewegungszuständen durchlaufen, und endlich, wenn der Motor zu wirken aufhört, nach einer gewissen Zeit wieder in den Zustand der Ruhe zurückkehren. Diese, innerhalb der eben genannten Grenzen Statt findende Bewegung der Maschine läßt sich in drei, von einander wesentlich verschiedene Abschnitte theilen.

Der erste Bewegungsabschnitt umfaßt sämmtliche, von dem Beginne der Bewegung der Maschine an, bis zu dem Eintritte eines stationären Bewegungszustandes nach und nach auf einander folgenden Bewegungszustände, während welchem die Geschwindigkeit sämmtlicher Punkte der Maschine im Allgemeinen bis zu dem Schluße desselben zunimmt. Man nennt diesen Bewegungsabschnitt einer Maschine ihren **Anlauf**.

In dem zweiten Bewegungsabschnitte verrichtet die Maschine ihre regelmäßige Arbeit, indem sie während der ganzen Dauer desselben in dem, am Ende des ersten Abschnittes erlangten Bewegungszustande unabänderlich verbleibt. Den Bewegungszustand dieses Abschnittes nennt man den **Fortlauf** oder den **Beharrungszustand** der Bewegung der Maschine.

Der dritte Bewegungsabschnitt entspricht der Zeitdauer, während welcher die Maschine von dem Augenblicke an, in welchem der Motor auf dieselbe zu wirken aufhört, aus dem Beharrungszustande der Bewegung nach und nach in den Zustand der Ruhe übergeht; man nennt diesen den **Endlauf** der Maschine.

§. 88. Beharrungszustand der Bewegung. Wie auch die Einrichtung einer Maschine beschaffen sein mag, so muß immer, wenn diese durch die Einwirkung eines Motors in Gang gesetzt wird, nach kürzerer oder längerer Bewegungsdauer der Beharrungszustand der Bewegung eintreten, welcher einestheils durch den geometrischen Zusammenhang, anderentheils aber durch die, in dem §. 75 (3) angegebene allgemeine Eigenschaft der Motoren, vermöge welcher der Druck eines Motors auf einen Receptor von der Geschwindigkeit des Letzteren abhängt, und zwar mit der Zunahme an Geschwindigkeit desselben abnimmt, bedingt ist. Denn soll eine Maschine durch irgend

einen Motor betrieben werden, so kann die Bewegung derselben erst dann erfolgen, wenn der Druck des Motors auf den Receptor größer geworden ist, als der auf diesen reduzirte Gesammtwiderstand der Maschine. Dadurch wird ihre Bewegung nach und nach beschleuniget; allein diese Beschleunigung kann nicht immer fortdauern, weil eine fortwährende Zunahme an Geschwindigkeit nur dadurch erzielt werden kann, daß der Motor stets mit einem stärkeren Druck auf den Receptor wirkt, als dieses zur Ueberwindung der Gesammtwiderstände der Maschine erforderlich ist, während dieser Druck dem Vorerwähnten gemäß bei zunehmender Geschwindigkeit der Maschine immer mehr und mehr abnimmt, so daß daher nothwendigerweise ein Augenblick eintreten muß, in welchem der Druck des Motors auf den Receptor, mit den auf diesen reducirten Widerständen der Maschine ins Gleichgewicht kommt. Von diesem Momente an kann keine Aenderung der Geschwindigkeit der Maschine mehr Statt finden, es muß dieselbe daher bei der erlangten Geschwindigkeit beharren.

Aus diesem ist zu ersehen, daß bei einer jeden Maschine ein Beharrungszustand der Bewegung eintreten muß; da es aber für die vortheilhafteste Wirksamkeit der Maschinen nothwendig ist, daß sie eine gewisse, jeder derselben eigenthümliche Geschwindigkeit erlangen, welche sowohl für die Kraftaufsammlung, als auch für die Wirksamkeit der Werkzeuge am zweckmäßigsten ist, so muß bei ihrer Construction allen Bedingungen entsprochen werden, welche in dieser Beziehung Einfluß haben, damit jederzeit der, jeder derselben zukommende Beharrungszustand der Bewegung herbeigeführt werde.

§. 89. **Arten des Beharrungszustandes.** Der Beharrungszustand der Bewegung der Maschinen kann aber verschieden sein; entweder ist derselbe **gleichförmig**, oder **periodisch-**, oder endlich **unregelmäßig veränderlich.**

Gleichförmig nennt man den Beharrungszustand der Bewegung einer Maschine, wenn sich alle Punkte derselben mit einer, jedem derselben, vermöge des geometrischen Zusammenhanges zukommenden gleichförmigen Geschwindigkeit bewegen. Er tritt ein, wenn der Motor mit unveränderlicher Intensität auf die Maschine wirkt, ferner die der Bewegung entgegenwirkenden Widerstände nicht variren, und an der Maschine nur allein drehende Bewegungen vorkommen, wobei die Schwerpunkte der, um horizontale Achsen rotirenden Massen in diesen liegen.

Unter einem **periodisch veränderlichen** Beharrungszustande der Bewegung einer Maschine versteht man denjenigen Zustand der Bewegung, bei welchem sie eine gewisse Reihe von Bewegungszuständen durchlauft, sodann wieder in denjenigen Bewegungszustand zurückkehrt, in welchem sie sich anfänglich befunden hat, um neuerdings eine, der vorigen gleiche Reihe von Bewegungszuständen durchzumachen. Der Beharrungszustand der Bewegung einer Maschine wird aber periodisch veränderlich, wenn die Kraft mit periodisch wechselnder Intensität auf die Maschine wirkt, oder die der Bewegung

entgegenwirkenden Widerstände periodisch veränderlich sind, wenn der Schwerpunkt der Maschine abwechselnd steigt und fällt, oder Stöße periodisch eintreten, ferner durch den geometrischen Zusammenhang, welcher zwischen den Bestandtheilen der Maschine besteht, vermöge welchem nicht nur drehende, sondern auch periodisch hin- und hergehende Bewegungen vorkommen, oder endlich durch das gleichzeitige Stattfinden von zwei oder mehreren der vorgenannten Ursachen.

Unregelmäßig veränderlich nennt man den Beharrungszustand der Bewegung einer Maschine, wenn die Geschwindigkeiten sämmtlicher Punkte der Maschine unregelmäßig wachsen, und abnehmen, oder auch die Bewegung zeitweise ganz aufgehoben wird. Die Ursache dieses Bewegungszustandes ist in der regellosen Veränderlichkeit der bewegenden Kraft, des Widerstandes, oder der Massen, so wie auch in dem Eintreten von Stößen zu suchen.

§. 90. Wesentliche Umstände der Bewegung der Maschinen. 1. Während des Anlaufes. Die Bewegung einer Maschine beginnt, wenn der Druck des Motors auf den Receptor zum ersten Male gleich geworden ist dem totalen, auf den Receptor reducirten Widerstande. Von diesem Augenblicke an ist während der ganzen Dauer des Anlaufes der Druck des Motors auf den Receptor größer, als der auf diesen reduzirte Gesammtwiderstand der Maschine, und erst am Ende desselben tritt neuerdings zwischen diesen beiden Kräften Gleichgewicht ein, so daß demnach die Bewegung der Maschine wegen des, während dieser Zeit stets vorhandenen Ueberschußes an bewegender Kraft mit allmälig wachsender Geschwindigkeit bis zu dem Schluße des Anlaufes erfolgen wird.

Die lebendige Kraft, welche am Schluße des Anlaufes in den Massen der Maschine vorhanden ist, ist gleich dem doppelten Unterschiede zwischen der Wirkung, welche der Receptor während des Anlaufes von dem Motor aufgenommen hat, und derjenigen, welche durch die Gesammtwiderstände der Maschine in derselben Zeit consumirt wurde.

§. 91. 2. Während des Beharrungszustandes. a) Bei Maschinen mit einem gleichförmigen Beharrungszustande. Die Geschwindigkeit eines jeden Punktes der Maschine ist während dieses Bewegungsabschnittes gleichförmig, und richtet sich vorzugsweise nach der Größe der auf den Receptor reducirten Widerstände der Maschine, und nach der Intensität der bewegenden Kraft, ist aber von der Größe der Massen der Maschine unabhängig. Die vom Receptor in irgend einem Augenblicke aufgenommene Wirkung, ist stets derjenigen gleich, welche die Gesammtwiderstände der Maschine in derselben Zeit consumiren, daher die lebendige Kraft der sämmtlichen Massen der Maschine während der Dauer des Beharrungszustandes unveränderlich bleibt.

Anmerkung. Die Massen sind bei Maschinen mit gleichförmigem Beharrungszustande doch nicht ganz unnöthig, wenn gleich sie, wie dieses aus dem Vorhergehenden erhellet, keinen Einfluß auf die Geschwindigkeit des Beharrungszustandes haben; weil selbst bei solchen Maschinen zeitweise kleine Aenderungen

der Intensität der Kraft, oder des Widerstandes eintreten können, welche bewirken, daß die Bewegung der Maschine nicht ganz gleichförmig wird. In einem solchen Falle dienen die Massen zur Regulirung der Bewegung.

b) **Bei Maschinen mit einem periodisch veränderlichen Beharrungszustande.** Die in gleichen Zeiten während des Beharrungszustandes der Bewegung einer derartigen Maschine wiederkehrenden Bewegungszustände sind vollkommen identisch; die Geschwindigkeit sämmtlicher Punkte der Maschine ist aber während einer solchen Bewegungsperiode veränderlich, und die Differenz zwischen ihrem Maximum und Minimum, so wie hauptsächlich das Verhältniß zwischen diesem Unterschiede und der mittleren Geschwindigkeit der Maschine, ist bei einem schnelleren Gange der Maschine kleiner, als bei einem langsameren, daher, unter sonst gleichen Umständen, durch einen schnelleren Gang der Maschine eine größere Gleichförmigkeit der Bewegung erzielt wird. Die mittlere Geschwindigkeit der Maschine ist der Quantität der in jeder Secunde zum Betriebe derselben verwendeten motorischen Substanz direct, und der Größe des Widerstandes nahe verkehrt proportional; dagegen nehmen die periodischen Geschwindigkeits-Differenzen mit der Vergrößerung des Widerstandes zu, so daß demnach die Bewegung ungleichförmiger wird.

Die Massen der Maschine haben keinen Einfluß auf die mittlere Geschwindigkeit des Beharrungszustandes; dagegen influenziren sie auf die in jeder Bewegungsperiode erfolgenden Aenderungen der Geschwindigkeit in dieser Weise, daß diese mit der Vergrößerung der Massen kleiner werden. Sie reguliren daher die Bewegung um so mehr, je größer sie sind, und dieses ist der Nutzen, den die Massen bei Maschinen mit periodisch veränderlichem Beharrungszustande gewähren.

Die lebendige Kraft der Massen der Maschine ist während jeder Bewegungsperiode des Beharrungszustandes ebenfalls veränderlich, ist aber am Anfange und am Ende einer jeden von derselben Größe; die in jeder Periode erfolgenden Aenderungen der lebendigen Kraft sind jedoch von den Massen der Maschine unabhängig. Der Grad der Gleichförmigkeit, mit welcher die Bewegung vor sich geht, steht mit der lebendigen Kraft sämmtlicher rotirenden Massen in einem geraden Verhältniße. Die von dem Receptor in jeder von den auf einander folgenden Bewegungsperioden aufgenommene Wirkung ist der durch die Gesammtwiderstände der Maschine in derselben Zeit consumirten gleich.

c) **Bei Maschinen mit einem unregelmäßig veränderlichen Beharrungszustande.** Die Bewegung eines jeden Punktes der Maschine ist während dieses Bewegungsabschnittes ungleichförmig, und die, während der normalen Arbeit eintretenden Geschwindigkeitsänderungen hängen vorzugsweise von der Größe der bewegten Massen der Maschine ab. Durch eine angemessene Größe derselben kann bewirkt werden, daß diese

Aenderungen der Bewegung innerhalb gewisser Grenzen bleiben, und sich die Geschwindigkeit des Receptors nicht viel von derjenigen entfernen kann, welche für die Auffammlung der Kraft am vortheilhaftesten und für den Arbeitsproceß am zweckmäßigsten ist.

Die im Beginne des Arbeitsprocesses in den Massen der Maschine enthaltene lebendige Kraft, ist als ein künstlicher Motor zu betrachten, welcher zur Unterstützung der Thätigkeit des natürlichen Motors bei der Ueberwindung der Widerstände dient. Die Größe des zu überwältigenden Widerstandes hängt hauptsächlich von den Massen der Maschine im Allgemeinen, insbesondere aber von den rotirenden Massen ab, da es durch diese möglich wird, selbst die ungleichförmigsten und heftigsten Widerstände, auch bei einer, im Verhältnisse zu dem zu überwindenden Widerstande nur geringen Intensität des auf den Receptor wirkenden Motors, zu bewältigen.

Die lebendige Kraft, welche in irgend einem Augenblicke der Bewegung den Massen der Maschine innewohnt, ist nicht gleich dem doppelten Unterschiede zwischen den, bis zu diesem Momente von dem Receptor aufgenommenen, und durch die Gesammtwiderstände der Maschine consumirten Wirkungen, sondern es ist diese um die doppelte Größe der Wirkung, welche bis zu diesem Augenblicke durch Stöße vernichtet wurde, kleiner.

§. 92. 3. **Während des Endlaufes.** Die Geschwindigkeit sämmtlicher Punkte der Maschine nimmt während dieses Bewegungsabschnittes allmälig durch so lange Zeit ab, bis die, beim Beginne des Endlaufes in den Massen der Maschine noch vorhandene lebendige Kraft, durch die Ueberwindung der Reibungswiderstände der Maschine consumirt ist; von diesem Augenblicke an beginnt der Ruhezustand derselben.

Anmerkung. Zur Erklärung der wesentlichen Umstände der Bewegung von Maschinen kann man sich beispielsweise für Maschinen mit einem gleichförmigen Beharrungszustande der Bewegung, einer, durch ein Wasserrad, oder durch eine Turbine betriebenen Mahlmühle, für Maschinen mit einem periodisch veränderlichen Beharrungszustande, einer Dampfmaschine, welche einen Göpel, eine Mahlmühle oder eine Bretsäge betreibt, und endlich für Maschinen mit einem unregelmäßig veränderlichen Beharrungszustande eines Dampfhammers, oder Eisenwalzwerkes bedienen.

§. 93. **Fortpflanzung der Arbeit durch Maschinen.** Wenn ein Motor an einer Maschine arbeitet, so wird stets wegen der Unvollkommenheit des Baues der Receptoren nur ein, durch den Grad der Vollkommenheit derselben bedingter größerer oder geringerer Theil des absoluten Effectes des Motors von diesen aufgenommen, und an die Maschine abgegeben, während der andere Theil verloren geht.

Dieser aufgenommene Effect wird zum Theile durch die der Bewegung entgegenwirkenden schädlichen (passiven) Widerstände, als: durch die Reibung der sich in, oder auf einander bewegenden Maschinenbestandtheile, durch den Widerstand des Mittels, in welchem sich diese bewegen, durch die Steifigkeit der Seile an Maschinen, bei welchen Seile vorkommen, durch die Trägheit der Massen bei plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen, durch die, in Folge von Stößen erzeugten, mit Formänderungen der Maschinenbestandtheile, und dadurch hervorgebrachten Vibrationen verbundenen Pressungen u. s. w. vernichtet, zum Theile aber zur Ueberwindung der nützlichen (activen) Widerstände (Nutzwiderstände), welche von der unmittelbaren Einwirkung der Werkzeuge auf die zu verändernden Stoffe herrühren, verbraucht, während der Rest sich in den bewegten Massen der Maschine anhäuft, und besteht demnach:

1. aus denjenigen Effecten, welche zur Ueberwindung der sämmtlichen schädlichen Widerstände der Maschine verwendet werden, die somit für die Wirkung der Maschine verloren gehen, und daher **Effectverluste** genannt werden;

2. aus demjenigen Effecte, welcher zur Beschleunigung der Massen der Maschine verwendet werden muß, damit diese den, für die Kraftaufsammlung, und für die Arbeit der Werkzeuge zweckmäßigsten Bewegungszustand erlange. Man nennt ihn den **angehäuften Effect**; endlich

3. aus demjenigen, welcher zur Ueberwindung der Nutzwiderstände nothwendig ist, und den man im Allgemeinen den **Nutzeffect**, die **Nutzleistung** nennt.

Indem nun der erste Theil des von den Receptoren aufgenommenen Effectes von den schädlichen Widerständen der Maschine, während der Uebertragung desselben, consumirt wird, und der zweite Theil sich in den verschiedenen, in Bewegung befindlichen Massen der Maschine ansammelt, und bei manchen Maschinen die bewegende Kraft des Motors in ihrer Wirksamkeit unterstützt, ja sogar nöthigenfalls reproduzirt werden kann, wird nur der letzte durch sämmtliche Maschinenbestandtheile hindurchgeleitet, und ungeschmälert an die Werkzeuge abgegeben, so, daß daher stets der Nutzeffect, welchen irgend eine Maschine mit ihren Werkzeugen hervorbringt, um die Summe der sämmtlichen Effectverluste und des angehäuften Effectes kleiner ist, als der von den Receptoren aufgenommene Effect.

§. 94. Benennung der verschiedenen Effecte einer Maschinenanlage.

Bei jeder Maschinenanlage lassen sich nachfolgende Effecte unterscheiden:

1. Der absolute Effect des Motors (§. 81).

2. Die Effectverluste, welche während der Aufnahme des Motors durch die Receptoren, so wie auch durch die Unvollkommenheit des Baues der Kraftmaschine überhaupt Statt finden.

3. Der Nutzeffect der Kraftmaschine, d. i. derjenige Effect, welchen die Kraftmaschine unmittelbar an die Transmission abgibt.

4. Die Effectverluste, welche während der Uebertragung der bewegenden Kraft durch die Transmission an die Arbeitsmaschinen eintreten.

5. Der Betriebseffect der Arbeitsmaschinen, d. i. derjenige Effect, welcher von der Transmission an die Arbeitsmaschinen abgegeben wird.

6. Die Effectverluste, welche während der Uebertragung der Kraft durch die Arbeitsmaschinen Statt finden, und endlich

7. der Nutzeffect der Arbeitsmaschinen, auch Arbeitseffect genannt, d. i. der von den Werkzeugen unmittelbar hervorgebrachte Effect.

Könnten die Maschinen rücksichtlich der Aufnahme und der Uebertragung des Effectes absolut vollkommen gebaut werden, so würden die in 2, 4 und 6 angegebenen Effectverluste nicht Statt finden, und es müßten die, in 1, 3, 5 und 7 angegebenen Effecte gleich groß sein. Da aber dieses nicht der Fall ist, so ist es leicht einzusehen, daß der Arbeitseffect stets kleiner als der Betriebseffect der Arbeitsmaschine, jener wieder kleiner als der Nutzeffect der Kraftmaschine, und dieser kleiner als der absolute Effect des Motors sein muß.

§. 95. Bestimmung des Nutzeffectes der Kraftmaschinen und des Betriebseffectes der Arbeitsmaschinen. Es ist sowohl für die Oeconomie der Motoren, als auch für die Beurtheilung der Maschinen rücksichtlich ihres Vermögens der Kraftaufsammlung und der Kraftübertragung, so wie nicht minder bezüglich der Ermittlung der zweckmäßigsten Constructionsverhältniße für neu zu erbauende Maschinen von großer Wichtigkeit, diese Effecte bei jeder Maschinenanlage zu kennen. Ihre Bestimmung kann aber auf dreierlei Weise vorgenommen werden, und zwar 1. durch Rechnung, 2. durch Schätzung, und 3. durch Messung.

a) **Durch Rechnung.** Die Berechnung des Nutzeffectes der Kraftmaschinen muß, je nachdem der absolute Effect des Motors genau bestimmbar ist, wie z. B bei dem Wasser, oder nicht mit mathematischer Schärfe angegeben werden kann, wie z. B. bei dem Dampfe, auf zwei verschiedene Arten vorgenommen werden. In dem ersteren Falle hat man alle Effectverluste, welche durch die Unvollkommenheiten des Baues der Kraftmaschine, und andere Einflüße, als durch Vibrationen, Stöße, Formänderungen, Massenbeschleunigung u. s. w. entstehen, zu berechnen, und die Summe derselben von dem absoluten Effecte des Motors abzuziehen, indem die Differenz den Nutzeffect gibt; im letzteren Falle hingegen muß man die verschiedenen Pressun-

gen, welche auf die Receptoren von Seite des Motors im Sinne der Bewegung ausgeübt werden, und die diesen entsprechenden Effecte direct berechnen, und hierauf von der Summe aller dieser Effecte die Summe der, durch die den vorigen entgegen wirkenden Pressungen, Stöße, Vibrationen, Massenbeschleunigungen u. s. w. entstehenden Effectverluste abziehen.

Die Bestimmung des Betriebseffectes der Arbeitsmaschinen ist im Wege der Rechnung auf folgende Weise vorzunehmen: Man ermittle zuerst den Arbeitseffect, berechne sodann noch sämmtliche durch Reibung, Massenbeschleunigungen, Vibrationen, u. s. w. in der Arbeitsmaschine eintretenden Effectverluste, und addire die Summe der letzteren zu dem ermittelten Arbeitseffecte; die Totalsumme gibt den Betriebseffect der Arbeitsmaschine.

Anmerkung. Die Bestimmung der beiden obgenannten Effecte ist im Wege der Rechnung nur dann möglich, wenn die Gesetze bekannt sind, nach welchen die Kräfte und Widerstände in der Maschine wirken; daher diese Bestimmungsweise bedeutende theoretische Kenntniße voraussetzt.

§. 96. b) Durch Schätzung. Diese Methode der Bestimmung der Effecte einer bereits bestehenden Maschinenanlage beruht im Wesentlichen darauf, daß man zunächst den absoluten Effect des Motors ermittelt, hierauf aber, gestützt auf das durch hinlängliche Erfahrung und Studium ausgebildete Gefühl, schätzungsweise beurtheilt, welchen Theil von dem absoluten Effecte des Motors die Kraftmaschine an die Transmission abgibt. Durch Multiplication dieser angenommenen Verhältnißzahl mit dem absoluten Effecte des Motors erhält man den Nutzeffect der Kraftmaschine. Beurtheilt man ferner noch, welchen Theil des Nutzeffectes der Kraftmaschine die Transmission in Folge der schädlichen Widerstände consumirt, und zieht diesen letzteren von dem ermittelten Nutzeffecte der Kraftmaschine ab, so erhält man den Betriebseffect der Arbeitsmaschine.

So ist es z. B., der Erfahrung zu Folge, bekannt, daß ein gut construirtes oberschlächtiges Wasserrad im Mittel 0·65 von dem absoluten Effecte des zum Betriebe desselben verwendeten Wassers an Nutzeffect gibt. Wäre daher der absolute Effect einer, zum Betriebe irgend einer Maschinenanlage, vermittelst eines oberschlächtigen Rades, dienenden Wasserkraft = 15 Pferdekräfte, so würde sich der Nutzeffect dieses Wasserrades annäherungsweise zu 0·65 . 15 = 9·75 Pfk herausstellen. Nimmt man ferner noch an, daß dieser letztbestimmte Effect durch eine Transmission zu den Arbeitsmaschinen dieser Maschinenanlage geleitet wird, in welcher, im Wege der Schätzung beurtheilt, 1 Pferdekraft durch die passiven Widerstände consumirt wird, so erhält man als Annäherungswerth des Betriebseffectes sämmtlicher Arbeitsmaschinen den Effect von (9·75 — 1) = 8·75 Pfk.

Anmerkung 1. Diese Bestimmungsart der Effecte ist aber bei neu zu erbauenden Maschinen, die erst im Entwurfe vorliegen, nicht anwendbar; in einem solchen Falle kann man nur durch Vergleichung der zu construirenden Maschinen mit solchen ähnlicher Art, deren Effecte bekannt sind, im Wege der Schätzung zur Kenntniß der ihnen annäherungsweise zukommenden Effecte gelangen.

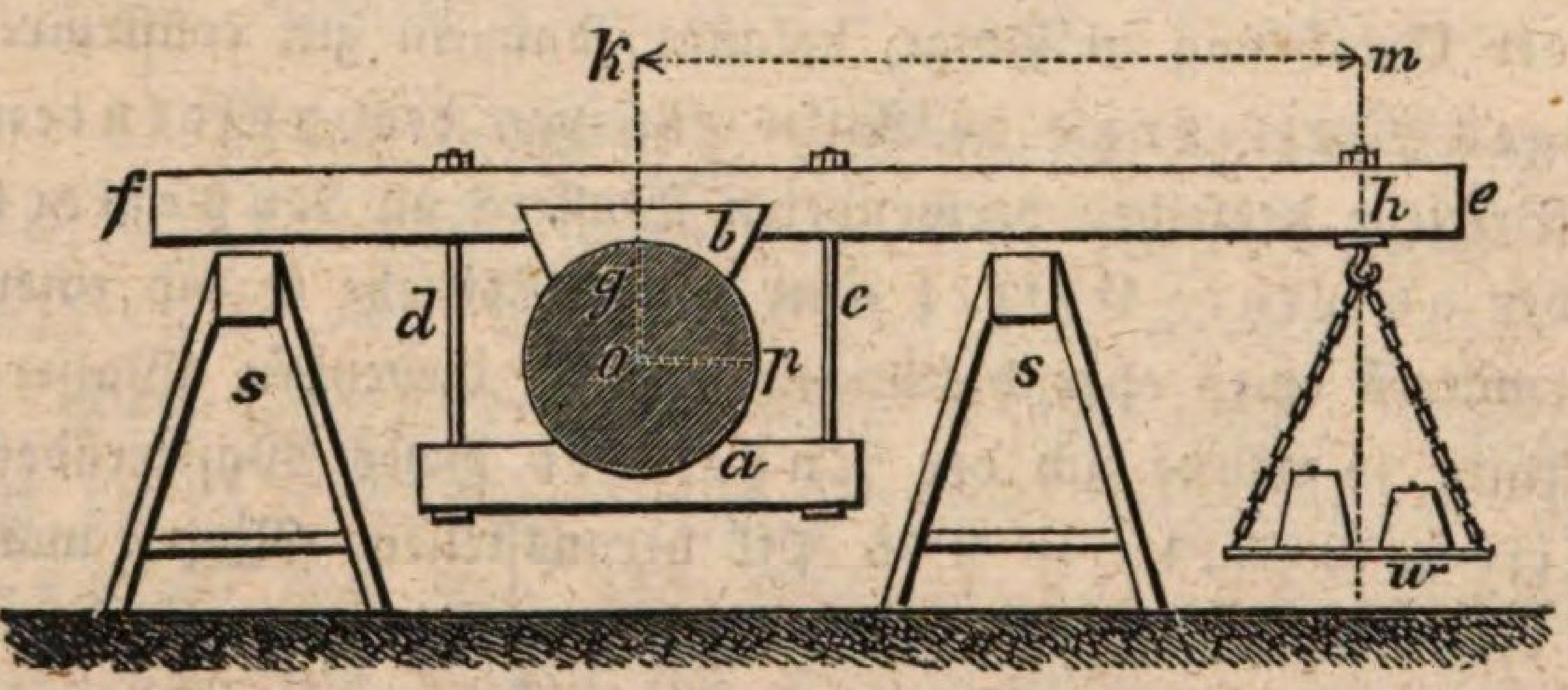
Anmerkung 2. Die Anwendung der Schätzungsmethode zur Bestimmung der Effecte der Maschinen gibt die geringste Genauigkeit, ist aber beinahe immer anwendbar, und in dem Falle sogar nothwendig, wenn eine der beiden anderen Methoden aus gewissen Gründen nicht angewendet werden kann.

§. 97. c) **Durch Messung.** Diese Methode der Bestimmung der Effecte beruht im Allgemeinen auf der Messung eines leicht und genau meßbaren, künstlich hervorgebrachten Widerstandes, welchen man durch die Kraftmaschine überwältigen läßt, zu welchem Zwecke man sich besonderer Apparate bedient, welche man ebenfalls **Dynamometer** (§. 80) nennt.

Unter allen dynamometrischen Apparaten dieser Art wird zur Messung größerer Effecte am häufigsten die **Prony'sche Bremse** angewendet. Sie gründet sich, dem Prinzipe nach, auf der Messung eines, an dem Umfange derjenigen Welle, auf welche der zu bestimmende Effect unmittelbar übertragen wird, durch einen auf dieselbe hervorgebrachten Druck erzeugen Reibungswiderstandes von dieser Größe, daß die Welle bei der Ueberwindung desselben die nämliche Winkelgeschwindigkeit annimmt, welche ihr bei der Verrichtung der normalen Arbeit von Seite der Kraftmaschine zukommt, und es ist einleuchtend, daß der zur Ueberwindung dieses Reibungswiderstandes erforderliche Effect dem, während der normalen Arbeit der Kraftmaschine durch die Welle fortgepflanzten gleich sein muß.

Dieser Apparat (Fig. 67) besteht aus zwei hölzernen Sattelstücken a

Fig. 67.



und b, welche vermittelst der beiden Bremsschrauben c und d, die einerseits durch das Sattelstück a, andererseits aber durch den über dem Sattelstücke b liegenden Hebel e f, welcher im Punkte h mit einer Wagschale w versehen ist, durchgehen, an eine auf ihrem Umfange abgedrehte gußeiserne Rolle g, Bremsrolle genannt, welche an der Welle, an der die Messung des Effectes vorgenommen werden soll, concentrisch befestiget ist, angedrückt werden können.

Soll nun mit Hülfe dieses Apparates der Nutzeffect einer Kraftmaschine, oder der Betriebseffect einer Arbeitsmaschine, bei einer gewissen, diesen Maschinen zukommenden Beharrungsgeschwindigkeit der Bewegung (entsprechend der normalen Thätigkeit derselben) bestimmt werden, so bringt man denselben an einer Welle, welche derjenigen von den zwei vorgenannten Maschinen, deren bezüglicher Effect zu messen ist, am nächsten liegt, auf die oben angegebene Weise an, hebt die Verbindung der, rücksichtlich ihres Effectes zu untersuchenden Maschine, von der bezeichneten Welle angefangen, mit allen anderen im Sinne der Fortpflanzung der Bewegung liegenden Bestandtheilen der Maschinenanlage, (auf welche von dieser Welle aus während des normalen Betriebes die Kraft übertragen wird), durch Wegnahme der nächstfolgenden Welle, oder durch Auslösung zweier Zahnräder auf, und läßt den Motor auf die Kraftmaschine einwirken. Zieht man nun die Bremsschrauben **c** und **d** allmälig an, legt auch nach und nach Gewichte auf die Wagschale **w**, und fährt mit dem Anziehen der Schrauben und dem Nachlegen der Gewichte so lange fort, bis die Welle diejenige Winkelgeschwindigkeit erlangt, bei welcher der Effect bestimmt werden soll, und dabei der Hebel **e f** in horizontaler Lage balanzirt, ohne auf einem der beiden Böcke **s** aufzuliegen, so ist unter diesen Umständen das auf der Wagschale liegende Gewicht mit der am Umfange der Bremsrolle erzeugten Reibung im Gleichgewichte.

Bezeichnet man nun mit **G** das auf der Wagschale liegende Gewicht mit Einschluß des auf den Aufhängepunkt **h** derselben reduzirten Gewichtes des Hebels **e f**, (wenn derselbe nicht vermittelst eines an seinem anderen Ende angebrachten Gewichtes balanzirt ist), mit **l** die Länge des Hebelarmes **k m**, an welchem das Gewicht **G** wirkt, ferner mit **r** den Halbmesser **o p** der Bremsrolle, und mit **F** die Intensität des an dem Umfange der Bremsrolle durch die vorhin beschriebene Operation erzeugten Reibungswiderstandes, so muß nach statischen Gesetzen die Gleichung

$$F r = G l \;.\;.\;.\; (1$$

bestehen. Ist ferner **n** die (vermittelst einer Secundenuhr gezählte) Anzahl der Umdrehungen der Welle in jeder Minute während des erwähnten, an dem Apparate unter den angeführten Umständen Statt findenden Gleichgewichtszustandes, so gibt der Quotient $\frac{2 r \pi n}{60}$ die entsprechende Umfangsgeschwindigkeit der Bremsrolle, und es ist der zur Ueberwindung des an dem Umfange derselben hervorgebrachten Reibungswiderstandes erforderliche Effect (nach §. 65):

$$E = F \frac{2 r \pi n}{60} \text{ Fpf},$$

oder, wenn man mit **N** den in Pferdekräften ausgedrückten Effect bezeichnet, wegen **E = 430 N** (§. 66), auch

$$430\, N = F \frac{2 r \pi n}{60}, \text{ oder}$$

$$430\, N = \frac{2 \pi n}{60} F r \;.\;.\;.\; (2.$$

Substituirt man nun in dieser Gleichung 2 statt **Fr** den entsprechenden Werth aus der Gleichung 1, so wird

$$430 \text{ N} = \frac{2 \pi n}{60} \text{G l},$$

woraus sofort

$$\text{N} = \frac{2 \pi n}{60.430} \text{G l},$$

oder $\text{N} = \frac{\pi}{12900} \text{n l G} \; . \; . \; . \; (3$

folgt, wobei G in Pfunden und l in Fußen zu nehmen ist.

Anmerkung 1. Wenn gleich der Effect von dem Durchmesser der Bremsrolle unabhängig ist, wie dieses aus der Gleichung 3 hervorgeht, so muß doch der Durchmesser derselben 4 bis 6 Mal, und ihre Breite 1 bis 1·5 Mal so groß, als der Durchmesser der Welle, auf welcher der Meßapparat angebracht werden soll, angenommen werden, weil bei kleineren Dimensionen der Bremsrolle die zwischen ihr und den beiden Sattelstücken hervorzubringende Pressung so stark sein müßte, daß nothwendig eine Erhitzung der sich reibenden Theile, und möglicherweise auch eine Entzündung der hölzernen Sattelstücke eintreten würde. Zur Vermeidung der Erhitzungen, und zur Ermöglichung einer sanften Bewegung der Welle, muß ferner noch während der Versuche, selbst bei practisch richtigen Dimensionen der Bremsrolle, zwischen die sich reibenden Flächen continuirlich Seifenwasser zugeführt werden.

Anmerkung 2. Diese Bestimmungsart der Nutzeffecte der Kraftmaschinen und der Betriebseffecte der Arbeitsmaschinen gibt, bei geschickter Handhabung des dynamometrischen Apparates, sehr genaue Resultate, verlangt aber, daß die, rücksichtlich ihrer Effecte zu untersuchenden Maschinen auf die Dauer der Versuche unbedingt zur Verfügung des Experimentators stehen.

§. 98. Einfluß der Reibungswiderstände auf den Nutzeffect. Da, dem §. 93 gemäß, zur Ueberwindung der Reibungswiderstände einer Maschine ein Theil desjenigen Effectes, welchen die Receptoren aufnehmen, verwendet werden muß, dadurch aber der Nutzeffect derselben stets um diesen Theil kleiner wird, als derjenige Effect, welchen die Maschine entwickeln würde, wenn keine Reibungswiderstände vorhanden wären, so ist es ersichtlich, daß die Reibungswiderstände einer Maschine einen nachtheiligen Einfluß auf den Nutzeffect derselben äußern.

Der Reibungswiderstand wird aber durch das Product aus der totalen Pressung, welche an den Berührungsflächen der sich reibenden Maschinenbestandtheile Statt findet, in den, den Materialien, aus welchen dieselben bestehen und der Beschaffenheit ihrer Berührungsflächen entsprechenden Reibungscoefficienten, und der durch den Reibungswiderstand entstehende Effectverlust durch das Product aus diesem in die relative Geschwindigkeit, mit welcher sich die Maschinenbestandtheile gegen einander bewegen, gemessen. Da nun der nachtheilige Einfluß des Reibungswiderstandes auf den Nutzeffect nach Möglichkeit vermindert werden soll, so muß stets das Bestreben obwalten, die, die Größe des Effectverlustes bedingenden Factoren zu einem Minimum zu machen.

Die totale Pressung zwischen den sich reibenden Flächen der Maschinenbestandtheile ist aber als die Resultirende nicht nur derjenigen partiellen Pressungen, welche von dem Gewichte derselben und der auf sie einwirkenden bewegenden Kraft herrühren, sondern auch jener, welche vermöge der Bewegung der Massen der Maschinenbestandtheile rege werden, und zwar insbesondere der durch die Centrifugalkraft derjenigen Massen, welche um die Rotationsachsen nicht gleichförmig gruppirt sind, und der, durch die Trägheit der Massen der Maschinenbestandtheile, welche beschleuniget oder verzögert werden, entstehenden Pressungen, so wie nicht minder dieser, welche durch Stöße, Vibrationen und den Widerstand des Mittels bedingt werden, zu betrachten. Soll nun die totale Pressung ein Minimum werden, so muß man zunächst die Querschnittsformen und Dimensionen der einzelnen Maschinenbestandtheile derart wählen, daß sie bei hinreichender Stärke (§. 86, 2) ein möglichst geringes Gewicht erhalten; man muß die Massen, welche rotiren sollen, gleichförmig um ihre Rotationsachsen vertheilen; man muß dafür sorgen, daß die Bewegung sämmtlicher Massen der Maschine nach Thunlichkeit gleichförmig werde; man muß stets darauf bedacht sein, den Einfluß der Stöße und Vibrationen durch Anwendung passender Mittel möglichst zu vermindern u. s. w.

Um den Reibungscoefficienten zu einem Minimum zu machen, ist eine sorgfältige Bearbeitung der sich reibenden Flächen der Maschinenbestandtheile, ferner eine reichliche und fortwährende Schmierung derselben unerläßlich. Endlich sind große Geschwindigkeiten nach Möglichkeit zu vermeiden, da selbst bei einem großen Reibungswiderstande der Effectverlust nicht bedeutend sein wird, wenn die Geschwindigkeit, mit welcher sich die reibenden Theile gegen einander bewegen, klein ist.

§. 99. Einfluß der Formänderungen der Maschinenbestandtheile auf den Nutzeffect. Da die Maschinenbestandtheile nicht als absolut starre, sondern als unvollkommen elastische Körper zu betrachten sind, so treten, in Folge der Einwirkung von äußeren Kräften und Widerständen auf dieselben, Formänderungen, und zwar, je nach der Art und Weise der Einwirkung, entweder Verlängerungen oder Verkürzungen, Biegungen oder Drehungen ein. Weil aber bei der Anordnung des geometrischen Zusammenhanges aller Theile einer Maschine so vorgegangen wird, als ob die Stoffe, aus welchen diese Theile bestehen, keiner Formänderung fähig wären, so wird durch eintretende Formänderungen der ursprüngliche geometrische Zusammenhang wesentlich modificirt, da die Maschinenbestandtheile, während des Beharrungszustandes der Bewegung der Maschine nicht mehr ihre natürliche Größe und Form haben. Dieses findet Statt bei den Maschinen mit periodisch veränderlichem Beharrungszustande, weil bei diesen die Kräfte und Widerstände nur am Anfange und am Ende einer jeden Bewegungsperiode des Fortlaufes im Gleichgewichte stehen, daher der geometrische Zusammenhang der Maschinenbestandtheile stets veränderlich

ist; während bei den Maschinen, welche einen gleichförmigen Beharrungszustand der Bewegung annehmen, der geometrische Zusammenhang aller Theile der Maschine innerhalb der Dauer des Fortlaufes unveränderlich bleibt, weil bei denselben während dieser Zeit die Kräfte und Widerstände stets im Gleichgewichte sind. Daß nun bei den Maschinen der ersteren Art in Folge der Formänderungen eine ungenaue Bewegung, und dem gemäß eine größere Abnützung derselben Statt finden muß, ist leicht zu begreifen.

Da aber zur Hervorbringung dieser Formänderungen gewisse Wirkungsgrößen nothwendig sind, die sich theils nach der Elasticität des Materiales, aus welchem die Maschinenbestandtheile bestehen, und den Dimensionen derselben, theils aber nach der Intensität der auf sie einwirkenden Kräfte richten, so ist es einleuchtend, daß durch stete Formänderungen der Maschinenbestandtheile während des Fortlaufes bei den Maschinen mit periodisch veränderlichem Beharrungszustande Effectverluste herbeigeführt werden, welche jedoch nicht bedeutend sein können, weil bei der innerhalb einer jeden Bewegungsperiode des Fortlaufes Statt findenden Aenderung der Kräfte, durch die in Folge der rege werdenden Molekularkräfte eintretende theilweise Wiederherstellung der Formen, dieselbe Wirkungsgröße reproduzirt wird, welche zur Hervorbringung der Formänderungen während einer solchen Periode verwendet wurde. Bei den Maschinen mit einem gleichförmigen Beharrungszustande aber können während desselben durch die Formänderungen ihrer Maschinenbestandtheile, aus dem obangeführten Grunde, keine Effectverluste verursacht werden.

Die Mittel, durch welche man sich gegen die durch die Formänderungen bedingten Nachtheile schützen kann, sind: 1. Anwendung eines möglichst starren Materiales zur Construction der Maschinenbestandtheile; 2. Eine zweckmäßige Wahl der Querschnittsformen derselben, und 3. Annahme von genügend starken den Intensitäten der auf dieselben einwirkenden Kräfte und Widerstände entsprechenden Dimensionen.

§. 100. Einfluß der Vibrationen auf den Nutzeffect. Durch eine plötzliche Aenderung der Intensität, oder der Richtung der bewegenden Kraft oder des Nutzwiderstandes einer Maschine, entstehen in Folge der dadurch bewirkten rapiden Formänderungen in den Massen der Maschinenbestandtheile Erschütterungen, durch welche diese oft in starke Schwingungen, Vibrationen gerathen, die sich durch die ganze Maschine fortpflanzen, und hierauf theils in die Fundamente derselben und in das Mauerwerk des Gebäudes, mit welchem die Maschine in Verbindnng steht, übergehen, theils aber der die Maschine umgebenden Luft mitgetheilt werden, so daß demnach der zur Hervorbringung dieser Vibrationen verwendete Effect verloren geht. Ueberdieß werden durch dieselben die Verbindungen aller Theile der Maschine unter einander gelockert, die Berührungsflächen derselben

angegriffen, und daher die Stetigkeit des geometrischen Zusammenhanges nach und nach derart gestört, daß die Bewegung der Maschine eine stoßende wird, wodurch nicht nur die Reibungswiderstände der Maschine vergrößert werden, sondern auch ein nachtheiliger Einfluß auf die Production des zu erzeugenden Stoffes rücksichtlich der Qualität und Quantität desselben entsteht.

Gegen diesen schädlichen Einfluß der Vibrationen auf den Nutzeffect schützt man sich am besten dadurch, daß man zur Construction der Maschine ein möglichst starres Materiale verwendet, und sämmtlichen unbeweglichen und rotirenden Maschinenbestandtheilen zweckmäßige Querschnittsformen, mit starken Dimensionen, hingegen den sich hin und her bewegenden nur schwache, rücksichtlich der sie auf Festigkeit in Anspruch nehmenden Kräfte unumgänglich nothwendige, Querschnittsdimensionen ertheilt.

§. 101. Einfluß der Stöße auf den Nutzeffect. Da die Maschinenbestandtheile dem Materiale nach, aus welchem sie bestehen, als unvollkommen elastische Körper betrachtet werden müssen, durch den Stoß unvollkommen elastischer Körper aber immer ein Verlust an lebendiger Kraft entsteht, so wird, wenn bei Maschinen, die sich in Bewegung befinden, Stöße vorkommen, welche nur Formänderungen der Maschinenbestandtheile und dadurch bedingte Vibrationen verursachen, keineswegs aber zur Hervorbringung einer Nutzarbeit dienen, durch diese die lebendige Kraft der Massen derselben fortwährend geschwächt, und da in einem solchen Falle, wenn die Thätigkeit der Maschinen gleichförmig fortdauern soll, ein Nachtrieb der Massen sich als nothwendig erweiset, so ist es begreiflich, daß durch Stöße Effectverluste herbeigeführt werden. Außerdem aber wirken diese nachtheilig auf die Stetigkeit des geometrischen Zusammenhanges, da in Folge der durch Stöße erzeugten Vibrationen die Verbindungen der Maschinenbestandtheile gelockert werden, sie vermehren die Abnützung der sich auf einander bewegenden Maschinenbestandtheile, wirken störend auf die Thätigkeit der Werkzeuge ein, und zerrütten nach und nach den ganzen Bau der Maschinen.

Aber selbst dann, wenn der Stoß zur Hervorbringung einer Nutzarbeit nothwendig ist, wie z. B. bei Hammerwerken, Stampfwerken, Walken u. dgl., geht in Folge der durch den Stoß bewirkten Formänderung derjenigen Maschinenbestandtheile, welche unmittelbar auf den zu verändernden Körper einwirken, ein Theil ihrer lebendigen Kraft verloren, daher auch in diesem Falle durch Stöße Effectverluste herbeigeführt werden.

Aus diesem ist zu ersehen, wie wichtig für Maschinen, die nicht durch den Stoß wirken, eine sanfte und ohne Stoß vor sich gehende Bewegung, rücksichtlich ihrer Dauerhaftigkeit und der vortheilhaften Verwendung der Betriebskräfte, ist. Bei diesen Maschinen werden aber die Stöße vorzugsweise durch die stoßweise Einwirkung des Motors auf den Receptor, welches insbesondere bei den durch Wasser zu betreibenden Kraftmaschinen der Fall ist, oder

durch die Uebertragung der bewegenden Kraft mit einer gewissen Geschwindigkeit von einem Maschinenbestandtheile auf einen andern, mit dem ersteren in Verbindung stehenden, wenn an der Verbindungsstelle ein Spielraum vorhanden ist, welches z. B. bei charnierartigen Verbindungen vorkommt, oder dadurch, daß manche Maschinenbestandtheile nicht fortwährend mit andern in Verbindung sind, sondern nur von Zeit zu Zeit mit einer gewissen Geschwindigkeit mit diesen in Berührung kommen, wie z. B. bei den Hebedaumen der Stämpfer u. s. w., oder endlich durch die stoßweise Einwirkung der Werkzeuge auf die zu verändernden Körper hervorgebracht. Um daher den nachtheiligen Einfluß der Stöße auf den Nutzeffect bei diesen Maschinen zu vermindern, muß man zunächst die Receptoren so vollkommen, als es nur immer möglich ist, construiren, damit die Einwirkung des Motors auf dieselben ohne heftige Stöße vor sich gehe, man muß ferner den Spielraum zwischen je zwei in Verbindung stehenden Maschinenbestandtheilen durch eine möglichst genaue Ausführung auf ein Minimum zu bringen suchen, da selbst bei den bestausgeführten Maschinen der leichten Beweglichkeit ihrer Bestandtheile wegen, derselbe sich nie ganz beseitigen läßt, und muß überhaupt die Verbindung aller Maschinenbestandtheile, welche durch ihre gegenseitige Berührung die bewegende Kraft übertragen, so anordnen, daß ihre Bewegung nach dem Gesetze der Stetigkeit erfolgt, und keine Stöße eintreten können.

Bei Maschinen jedoch, welche die ihnen entsprechende Arbeit durch den Stoß verrichten, hat man, um sich vor dem nachtheiligen Einflusse desselben möglichst zu schützen, gleichfalls die eben angeführten Mittel in Anwendung zu bringen, und überdieß noch denjenigen Maschinenbestandtheilen, gegen welche der Stoß erfolgt, eine große Masse zu geben, weil sich in einer großen Masse die Wirkung des Stoßes vertheilt, und dadurch ihr Einfluß auf die anderen Maschinenbestandtheile nur mit geringer Geschwindigkeit erfolgen kann. Auch ist es vortheilhaft, sich statt der durch Stoß wirkenden Maschinen, dort, wo es thunlich ist, solcher zu bedienen, welche durch bloßen Druck wirken, demnach z. B. statt der Hammer- und Stampfwerke, Walzwerke und Quetschmaschinen anzuwenden.

§. 102. Vortheile der gleichförmigen und Nachtheile der veränderlichen Bewegung der Maschinen. Da bei den Maschinen mit einem gleichförmigen Beharrungszustande der Bewegung sowohl die bewegende Kraft, als auch die Gesammtwiderstände derselben mit constanter Intensität auf die einzelnen Maschinenbestandtheile einwirken, so können bei diesen auch keine, auf den Nutzeffect und die Erhaltung der Maschinen nachtheilig einwirkenden Stöße und plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen (§§. 98—101) eintreten. Da es ferner für die vortheilhafteste Wirksamkeit der Maschinen sowohl rücksichtlich der Kraftaufsammlung, als auch der Quantität und Qualität der zu erzeugenden Producte nothwendig ist, daß sich alle ihre Theile mit einer gewissen, jedem derselben entsprechenden zweckmäßigsten Geschwindigkeit bewegen (§. 85 und 88), so besteht der wesentlichste Vortheil der Maschinen mit einer gleichförmigen Bewegung darin, daß sie, wenn einmal diese zweckmäßige Geschwindigkeit eingetreten ist, dieselbe

während der ganzen Dauer des Beharrungszustandes der Bewegung unverändert beibehalten.

Aus Diesem ist zu ersehen, daß die veränderliche Bewegung der Maschinen in allen oberwähnten Beziehungen nachtheilig einwirken muß, und zwar selbst dann, wenn sie nach dem Gesetze der Stetigkeit erfolgt. Denn in diesem Falle ist nicht nur ihr Einfluß auf die Benützung der Triebkraft und die Thätigkeit der Werkzeuge nachtheilig, sondern es werden auch durch diese Bewegung in Folge der veränderlichen Kräfte, welche auf die Maschinenbestandtheile während einer jeden Bewegungsperiode einwirken, Vibrationen und Stöße erzeugt, welche schon an und für sich Effectverluste (§§. 99—101) verursachen, außerdem aber noch den nachtheiligen Einfluß des Reibungswiderstandes (§. 98) auf den Nutzeffect vergrößern.

Dieser Nachtheile wegen soll man stets die veränderliche Bewegung der Maschinen nach Möglichkeit zu vermeiden, und daher durch eine zweckmäßige Anordnung der Maschine dahin zu wirken suchen, daß sowohl die Receptoren als auch die Werkzeuge eine stetig rotirende Bewegung erhalten. Allein nicht immer ist es möglich den Bedingungen der Gleichförmigkeit der Bewegung zu entsprechen; in solchen Fällen, welche theils durch die Natur des Motors und der zu verrichtenden Arbeit, theils aber durch Localverhältnisse und öconomische Rücksichten bedingt werden, ist man daher bemüßiget sich von den Bedingungen der Gleichförmigkeit zu entfernen, wenn die, zur Erzeugung irgend eines Productes erforderliche Maschine realisirbar werden soll.

§. 103. Vortheile der Maschinen. Aus dem bis jetzt Gesagten erhellet, daß keine Maschine, dieselbe mag noch so vollkommen construirt sein, den absoluten Effect des Motors vollständig aufzunehmen, und den aufgenommenen Theil desselben ungeschmälert an den zu verarbeitenden Rohstoff abzugeben (§. 93 und 94), folglich um so weniger diesen zu vergrößern vermag, man sich daher stets begnügen muß, durch eine zweckmäßige Construction der Maschine zu bewirken, daß ihr Nutzeffect sich dem absoluten Effecte des Motors so viel als möglich nähert, da selbst bei den bestconstruirten Maschinen der Nutzeffect, je nach der Art der Maschine, nur 30 bis 80 Procent des absoluten Effectes des zum Betriebe derselben verwendeten Motors beträgt.

Der Vortheil der Maschinen besteht demnach nicht in der Vergrößerung der Arbeit der bewegenden Kraft, sondern darin, daß diese, vermittelst derselben, den verschiedenen Bedürfnissen der Industrie gemäß abgeändert, und zu jeder Art von Arbeit anwendbar gemacht werden kann, für welche sie sonst nicht benützt werden könnte. Durch Anwendung von Maschinen hat man es dahin gebracht, die Geschicklichkeit und Intelligenz der Menschen durch Kräfte der Thiere und andere Naturkräfte, welche in öconomischer Beziehung vortheilhafter sind, ersetzen, und daher die, durch ihre Hülfe erzeugten Producte um einen billigeren Preis liefern zu können. Aber auch die Qualität dieser Producte

ist in vielen Fällen rücksichtlich der Genauigkeit und Regelmäßigkeit ihrer Form besser, als derjenigen, welche durch Menschenhände erzeugt werden. Vermittelst der Maschinen können ferner bedeutend größere Lasten gehoben, oder es können Körper mit größerer Geschwindigkeit bewegt werden, als dieses durch die unmittelbare Einwirkung der Kraft selbst möglich wäre, u. s. w.

Anmerkung. Daß die Herstellung eines Perpetuum Mobile, d. i. einer Vorrichtung, welche die einmal empfangene lebendige Kraft ohne eines von Außen auf dieselbe wirkenden Nachtriebes immerwährend ungeschwächt fortbehält, nicht im Bereiche der Möglichkeit liegt, ist (nach dem, in den §§. 93—101 Auseinandergesetzten) leicht zu begreifen, weil, wenn auch nach dem Gesetze der Trägheit eine einmal eingeleitete Bewegung ohne Ende fortdauern soll, diese in der Wirklichkeit stets durch die derselben entgegenwirkenden schädlichen Widerstände, welche die mitgetheilte lebendige Kraft allmälig vermindern, nach und nach aufgehoben wird.

Drittes Kapitel.

Von den Bewegungsmechanismen.

§. 104. Begriff und Eintheilung. In den meisten Fällen haben die Receptoren nicht diejenige Bewegung, deren die Werkzeuge zum Behufe der Ausführung der verschiedenen Arbeiten bedürfen, so daß zwischen diese beiden Bestandtheile einer Maschine gewisse Vorrichtungen eingeschaltet werden müssen, vermittelst denen die Bewegung der Receptoren auf die Werkzeuge übertragen, und dabei diejenigen, oft complicirten Bewegungsänderungen vorgenommen werden, welche nothwendig sind, damit die Werkzeuge die entsprechende Bewegung erhalten. Diese Vorrichtungen werden **Bewegungsmechanismen**, oder **Mechanismen zur Umwandlung der Bewegungen** genannt.

Da aber die bei Maschinen vorkommenden elementaren Bewegungen, d. i. die geradlinige und die kreisförmige, entweder continuirlich oder alternativ (hin und hergehend) sind, so unterscheidet man bei denselben vier Hauptbewegungsarten, und zwar:

a) die continuirlich geradlinige Bewegung,

b) die geradlinig hin- und hergehende Bewegung,

c) die continuirlich kreisförmige Bewegung, und

d) die kreisförmig hin- und hergehende, oder oscillirende Bewegung,

so, daß durch Combination dieser vier Bewegungsarten mit sich selbst und mit jeder der drei übrigen sechzehn Systeme von Bewegungsmechanismen entstehen, welche sich in drei Gruppen bringen lassen.

Die erste Gruppe umfaßt sämmtliche Systeme von Bewegungsmechanismen, durch welche eine continuirliche Bewegung in eine continuir-

liche verwandelt wird. Die Mechanismen dieser Gruppe dienen nicht nur zur Fortpflanzung der Bewegung, sondern meistens auch zur Aenderung der Bewegungsrichtung, und zur Aenderung der Geschwindigkeit der Bewegung.

Die zweite Gruppe bilden diejenigen Systeme von Bewegungsmechanismen, vermittelst denen eine alternative Bewegung in eine alternative abgeändert wird.

Endlich gehören in die dritte Gruppe alle jene Systeme von Bewegungsmechanismen, welche zur Abänderung einer continuirlichen Bewegung in eine alternative, und umgekehrt angewendet werden. Die Mechanismen der beiden letzten Gruppen dienen nicht nur zur Fortpflanzung der Bewegung, Aenderung der Bewegungsrichtung und der Geschwindigkeit der Bewegung, sondern auch noch zur Verwandlung der Bewegungsweise.

In den nachfolgenden Paragraphen sind von den, diesen drei Gruppen entsprechenden Systemen die wichtigsten, und von den jenen zugehörigen Bewegungsmechanismen die vorzüglichsten angegeben.

A. Mechanismen zur Verwandlung der continuirlichen Bewegung in eine continuirliche.

1. Mechanismen zur Verwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine ähnliche.

Die wesentlichsten Mittel zur Fortpflanzung und Aenderung der continuirlich kreisförmigen Bewegung, rücksichtlich ihrer Richtung und Geschwindigkeit sind: die Wellen, die Kuppelungen, die Riemenscheiben und die verzahnten Räder.

a. Wellen mit ihren Zapfenlagern.

§. 105. **Wellen.** Zur Herstellung der stetigen kreisförmigen Bewegung sind Drehungsachsen nothwendig, welche man, wenn sie aus irgend einem passenden Materiale hergestellt werden, **Achsen** oder **Wellen** nennt. Sie sind das erste Hilfsmittel zur Fortpflanzung der kreisförmigen Bewegung.

Je nach der Lage der Drehungsachsen unterscheidet man **liegende**, **stehende** und **geneigte** Wellen. Sind die Querschnittsdimensionen einer stehenden Welle nur gering, so nennt man sie eine **Spindel**.

Die Wellen werden aus Schmiedeisen, Gußeisen oder Holz, die Spindeln aber aus Schmiedeisen oder Stahl angefertiget, indem man den schmiedeisernen Wellen einen quadratischen oder kreisförmigen, den gußeisernen einen kreis- oder einen ringförmigen (Fig. 68 und 72), bei größeren Dimensionen noch meistentheils der Länge nach mit Rippen, und zum Behufe der Aussteifung derselben oft in der Mitte mit vier Quernerven versehenen (Fig. 69 und 71), den hölzernen hingegen einen kreisförmigen, meistens jedoch einen polygonalen Querschnitt (Fig. 73) gibt.

Anmerkung. Die Wellen werden entweder nur auf relative-, oder bloß auf Torsionsfestigkeit, oder endlich sowohl auf relative-, als auch auf Torsionsfestigkeit zugleich in Anspruch genommen. — Die Längendimensionen einer Welle werden immer durch die Anordnung der Maschine bestimmt, welcher sie angehören soll; rücksichtlich der Bestimmung der Querschnittsdimensionen derselben verweisen wir aber im Allgemeinen auf das im ersten Kapitel des ersten Abschnittes über die relative- und Torsionsfestigkeit gelehrte, und insbesondere im Ersten der vorgenannten drei Fälle auf die Beispiele 3, 4 und 8 des §. 19, im Zweiten auf die Beispiele 1, 2 und 3, und endlich im Dritten auf das Beispiel 4 des §. 31.

§. 106. Zapfen und Hälse. Jede Welle muß, damit sie in der ihr zugehörigen Lage unveränderlich verbleibe, wenigstens an zwei Stellen unterstützt oder gehalten, und damit sie eine drehende Bewegung um ihre geometrische Achse anzunehmen vermag, an diesen genau cylindrisch, oder aber (in selteneren Fällen) kugelförmig abgedreht sein. Diese Theile einer Welle nennt man **Zapfen**, wenn sie sich an den Enden derselben befinden. Ist aber eine Welle an einer, innerhalb ihrer Enden liegenden Stelle unterstützt oder gehalten, so nennt man diesen Theil derselben den **Hals**.

Die Zapfen **a** der schmied- und gußeisernen massiven Wellen werden in den meisten Fällen mit diesen aus einem Stücke hergestellt (**Fig.** 68 und 69), manchmal aber, und zwar insbesondere bei stehenden Wellen, die eine

Fig. 68.



Fig. 69

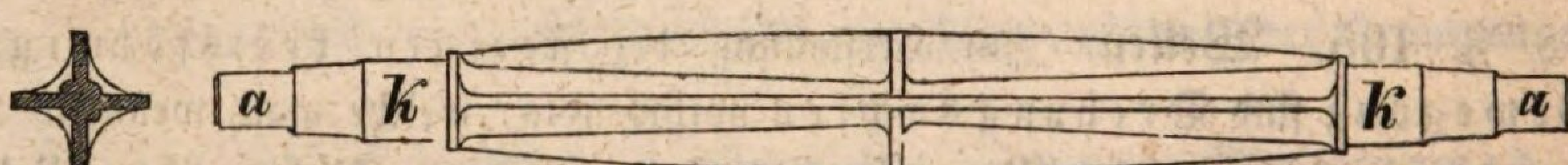
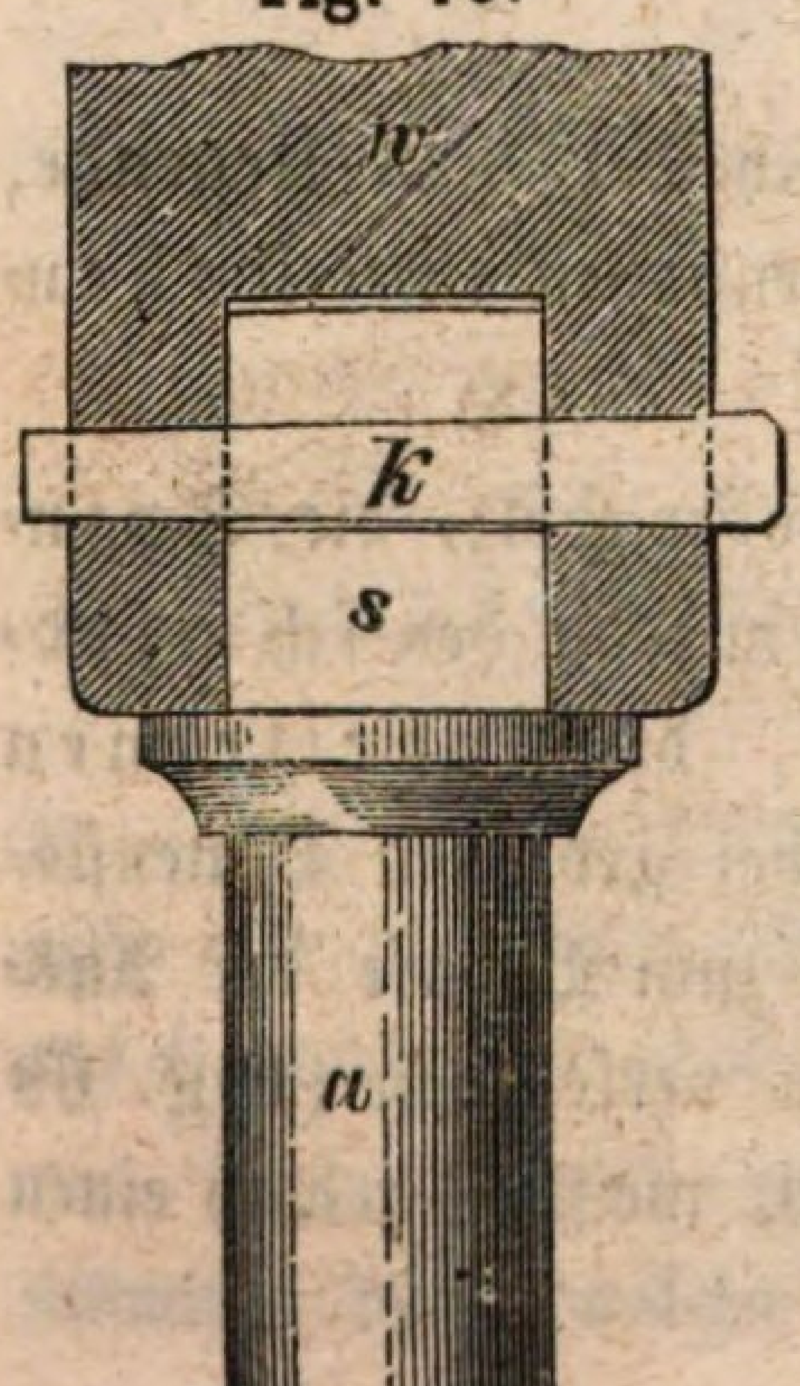


Fig. 70.

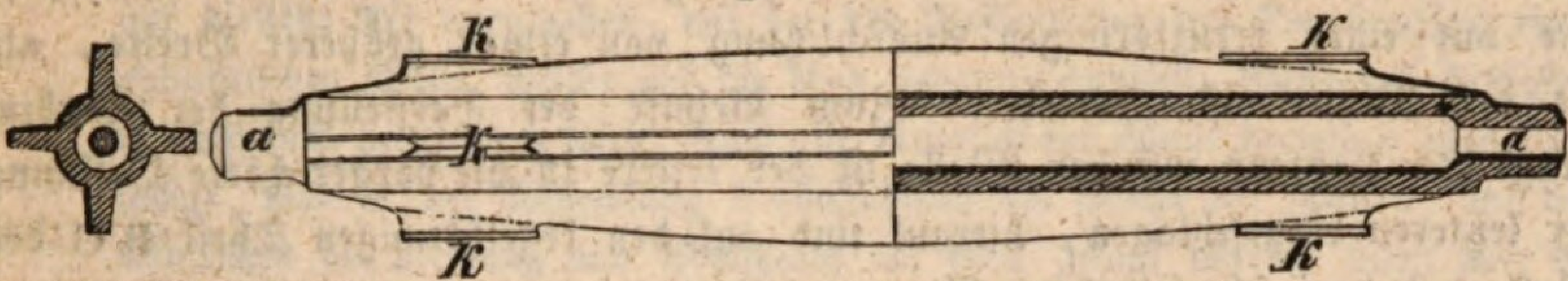


große Umdrehungsgeschwindigkeit haben, aus Stahl oder Schmiedeisen angefertiget, in dem letzteren Falle verstählt, und mit denselben auf verschiedene Weise, z. B. (**Fig.** 70) vermitttelst eines durch die Welle **w** und den quadratischen Stiel **s** des Zapfens **a** durchgesteckten Querkeiles **k** verbunden.

Die Zapfen der gußeisernen hohlen Wellen werden entweder ebenfalls hohl, und mit diesen im Gan-

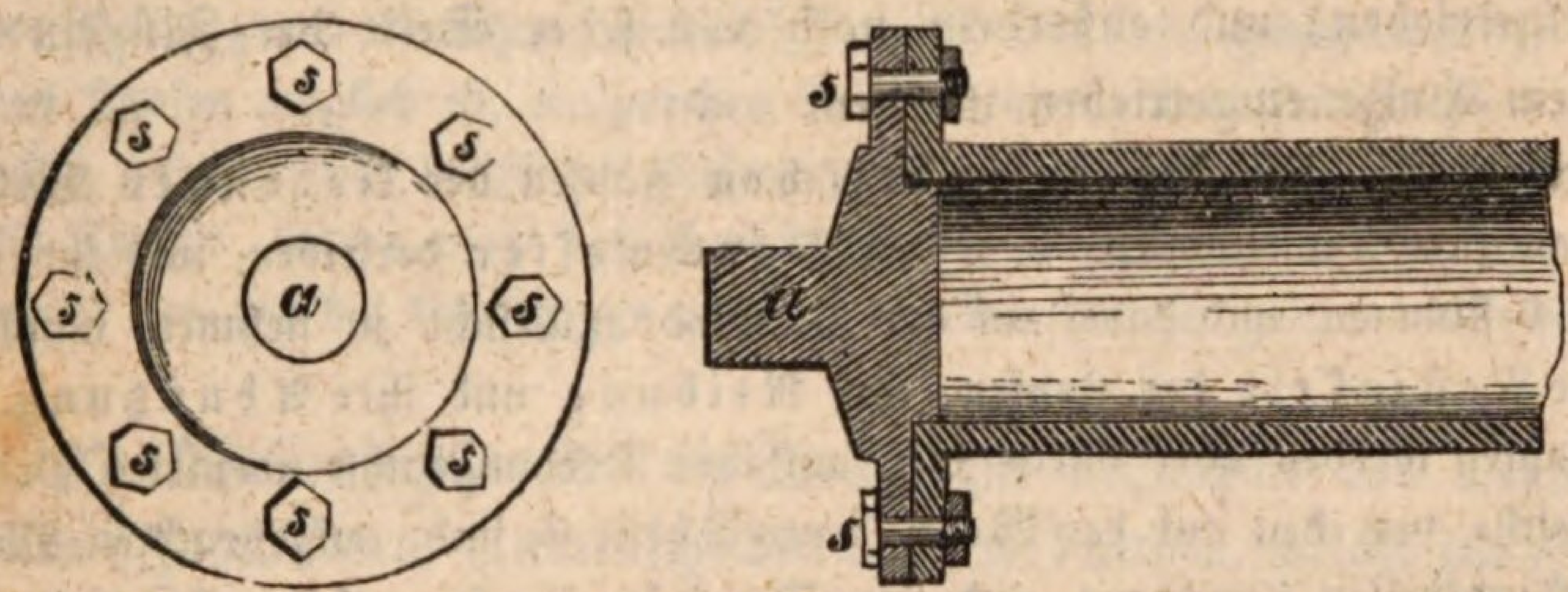
zen gegossen (Fig. 71), oder aber besonders angefertiget und auf irgend

Fig. 71.



eine solide Weise, wie z. B. (Fig. 72) vermittelst Schrauben s, welche

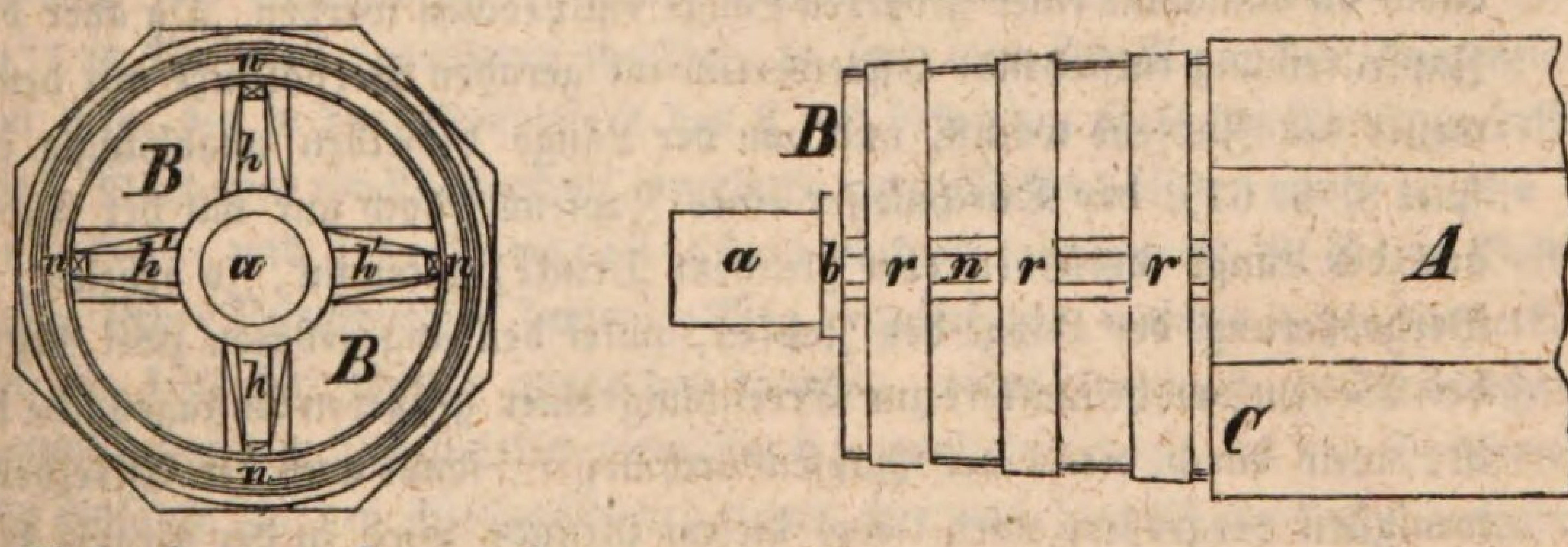
Fig. 72.



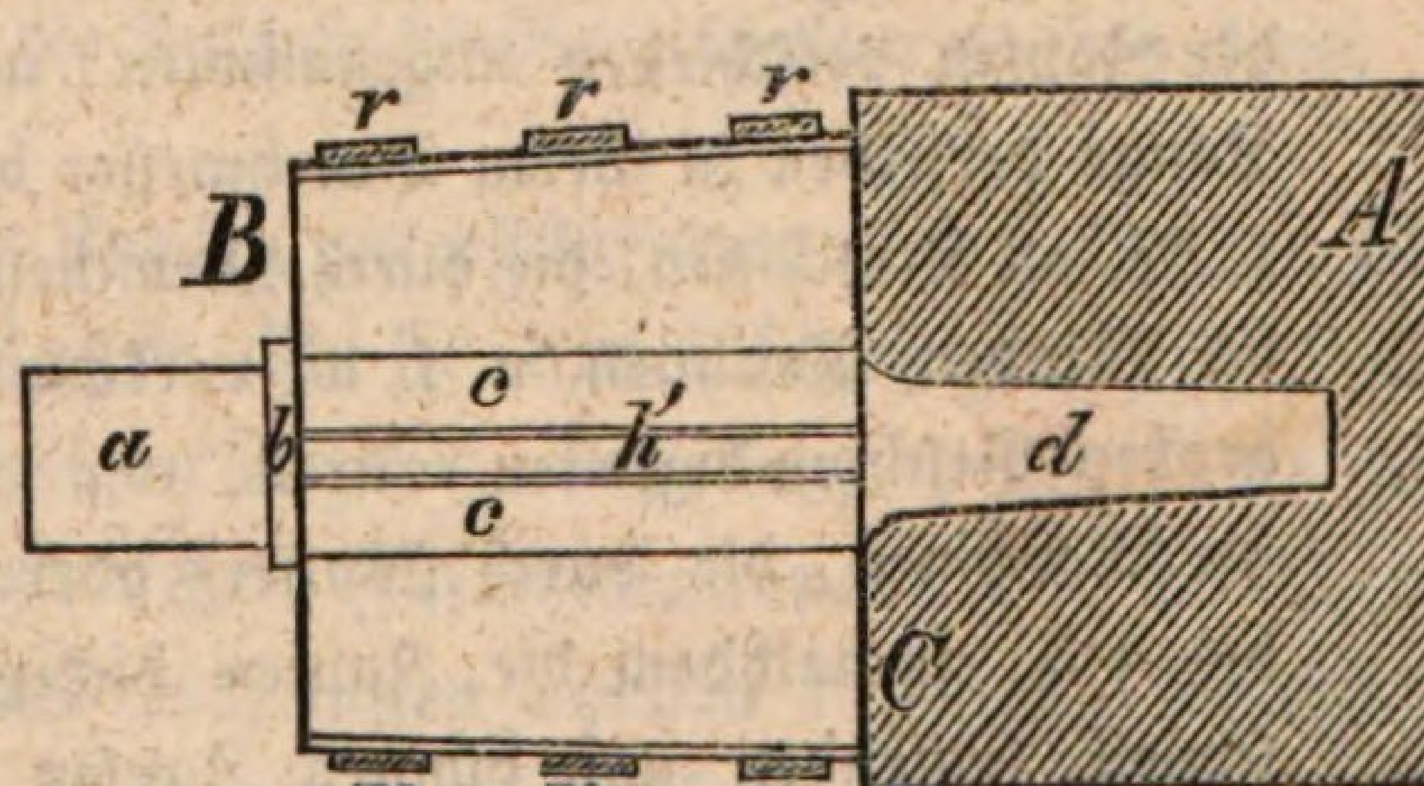
durch die an den Zapfen und an die Welle angegossenen Flanschen durchgehen, mit dieser vereiniget.

Die Zapfen der *hölzernen* Wellen werden gewöhnlich aus Schmied- oder Gußeisen hergestellt, und mit diesen sorgfältig verbunden. Nachstehende Figuren stellen beispielsweise das eine Endstück einer hölzernen Welle mit einem *doppelten Blattzapfen* (vierflügeligen Zapfen, Kreuzflügel-Zapfen) (Fig. 73) in zwei Ansichten und einem Längendurchschnitte vor. Der aus Gußeisen in einem Stücke angefertigte Blattzapfen **a d** besteht aus dem eigentlichen Zapfen **a** von cylindrischer Form, vermittelst dessen die Welle an ihrem Ende **B** gelagert wird, ferner aus dem sich an diesen anschließenden cylin-

Fig. 73.



drischen Anlaufe **b**, sammt dem cylindrischen Kerne **c** und dem kegelförmigen Stiele **d**, und endlich aus den zwei Blätter- oder Flügelpaaren **h**, **h** und **h′**, **h′**, welche an dem Kerne **c** angegossen sind. Die achteckige Welle **A** ist an ihrem Ende **BC** in der Form



eines Kegelstutzens bearbeitet, und mit einer dem Querschnitte des Kernes c und des Stieles d entsprechenden Bohrung auf die erforderliche Tiefe, so wie mit einer kreuzförmigen Ausschlitzung von etwas größerer Breite, als die der Blätter ist, versehen. Zum Behufe der Herstellung der Verbindung des Zapfens mit der Welle ist der erstere in die vorgerichtete Oeffnung der letzteren eingeschlagen, hierauf sind auf den kegelförmigen Theil **B C** des Wellendes drei schmiedeiserne Ringe **r**, Halsringe genannt, in rothwarmen Zustande (damit sie nach dem Erkalten um desto fester binden) mit aller Kraft aufgetrieben, und außerdem noch von jeder Seite der Flügeln Keile **n** von hartem Holze eingetrieben worden.

Anmerkung 1. Bei den cylindrischen Zapfen der liegenden Wellen hat man zwei Dimensionen, d. i. den Durchmesser derselben, und ihre Länge zu bestimmen, und dabei auf drei Umstände Rücksicht zu nehmen, nämlich: auf die Festigkeit der Zapfen, ihre Reibung und ihre Abnützung. Solche Zapfen werden aber durch die, auf ihre Drehungsachse normalen Pressungen, welche von den auf der Welle, deren Theile sie sind, aufgebrachten Maschinenbestandtheilen herrühren, und einen Druck der Zapfen auf ihre Lager hervorbringen, auf relative Festigkeit in Anspruch genommen, und es ist das in dieser Beziehung Wesentlichste im Allgemeinen schon in der anfangs behandelten Lehre von der relativen Festigkeit, und speziell in dem Beispiele 2 des §. 19 erwähnt worden. Hinsichtlich der Länge der Zapfen ist nur noch zu bemerken, daß, weil (wie dieses aus dem bezogenen Beispiele zu ersehen ist) die Durchmesser derselben von ihrer Länge abhängen, bei gegebenem Durchmesser verhältnißmäßig kurze Zapfen rücksichtlich der Festigkeit vortheilhaft sind, während mit Rücksicht auf die Zapfenreibung und dadurch bedingte Abnützung, (nach §. 86, 3 und 4) für eine große Berührungsfläche der Zapfen mit ihren Lagern gesorgt werden muß, damit der Druck auf die Flächeneinheit der Berührungsfläche möglichst gering ausfalle. Der letzten Forderung kann aber entweder durch Vergrößerung des Zapfen-Durchmessers bei gleich bleibender Länge, oder durch die Annahme einer größeren Länge entsprochen werden. Da aber der durch Zapfenreibung entstehende Effectverlust im geraden Verhältniße mit dem Durchmesser des Zapfens wächst, und von der Länge desselben unabhängig ist (Beispiel 8, §. 67), der Durchmesser eines Zapfens jedoch nur mit der Cubikwurzel aus der Länge desselben (bei gleichem Drucke) zunimmt, so erhellet, daß die Vergrößerung der Länge der Zapfen, unter den angegebenen zwei Mitteln das bei Weitem vortheilhaftere zur Erreichung einer größeren Auflagefläche derselben ist, weil durch dieses der Zapfendurchmesser, somit auch der Effectverlust am wenigsten vergrößert wird. Aus diesem Grunde wird in der Praxis die Länge der Zapfen verschieden angenommen, und zwar setzt man das Verhältniß der Länge derselben zu ihrem Durchmesser bei langsam gehenden Zapfen, wie solche z. B. an Maschinen, die durch Menschenkräfte in Bewegung gesetzt werden, als bei Winden, Krahnen, u. s. w. vorkommen, = 1, bei Zapfen, die mit mittelgroßen Geschwindigkeiten rotiren, wie z. B. bei denen der Transmissionswellen an Maschinen, die durch Wasser- oder Dampfkräfte betrieben werden, = 1·2 bis 1·5, je nachdem die Zapfen dicker oder dünner sind, und endlich bei sehr schnell laufenden und dünnen Zapfen, wie solche oft an Arbeitsmaschinen zu finden sind, = 2 und manchmal auch darüber.

Anmerkung 2. Da die Wellenhälse stets auf relative- und Torsionsfestigkeit zugleich beansprucht werden, so ist bei der Bestimmung ihres Durchmessers auf dieselbe Art vorzugehen, wie bei der Bestimmung des Durchmessers einer cylindrischen Welle, welche auf die eben genannte doppelte Weise auf Festigkeit in Anspruch genommen wird. Auch gilt bezüglich der Länge derselben alles Dasjenige, was in der Anmerkung 1 rücksichtlich der Länge der Zapfen, und des Einflußes der Reibung und Abnützung auf diese gesagt wurde. Weil aber die Länge der Wellenhälse keinen Einfluß auf ihre Torsionsfestigkeit hat (§. 28, Anmerkung), man demnach den Bedingungen, welche rücksichtlich des Einflußes der Reibung und Abnützung auf dieselben geboten sind, genügender als dieses bei den Zapfen möglich ist, entsprechen kann, so macht man gewöhnlich die Wellenhälse, vorzugsweise bei schnell laufenden Transmissionswellen, etwas länger, als die Zapfen, indem man das Verhältniß der Länge derselben zu ihrem Durchmesser = 1·4 bis 1·6 setzt, je nachdem die Durchmesser größer oder kleiner sind.

§. 107. **Wellenköpfe.** Da die Wellen zur Aufnahme von Maschinenbestandtheilen (Zahnrädern, Riemenscheiben u. s. w.) dienen, welche zur Fortpflanzung oder zur Aenderung der continuirlich kreisförmigen Bewegung erforderlich sind, so versieht man sie, insbesondere bei größeren Querschnittsdimensionen (schweren Wellen) an den zur Aufnahme derselben bestimmten Stellen mit verstärkten, cylindrisch (**Fig.** 68 und 69), prismatisch, oder (seltener) rippenförmig (**Fig.** 71) geformten Theilen k, welche man **Wellenköpfe** nennt; auf diesen werden die Bewegungstheile vermittelst ihrer Hülsen, **Naben** genannt, aufgekeilt, welche demnach mit einer den Wellenköpfen rücksichtlich der Form und der Querschnittsdimensionen entsprechenden Oeffnung versehen sein müssen. Bei Wellen von kleineren Querschnittsdimensionen (leichten Wellen) bringt man keine Köpfe an, sondern macht dieselben ihrer ganzen, innerhalb der Zapfen befindlichen Länge nach von gleicher Dicke.

Anmerkung. Da die Wellenköpfe in den meisten Fällen bloß auf relative Festigkeit in Anspruch genommen werden, so hat man ihre Querschnittsdimensionen auf eine, der in dem Beispiele 3 des §. 19 befolgten ähnlichen Weise zu bestimmen. Liegt aber ein Wellenkopf innerhalb zwei Wellenhälsen, wird er also auf relative- und Torsionsfestigkeit zugleich beansprucht, so ist zur Bestimmung seines Durchmessers derjenige Weg einzuschlagen, welcher in der Anmerkung des §. 105 für Wellen angegeben wurde, wobei nur noch zu berücksichtigen kommt, daß sein Durchmesser wenigstens so groß sein muß, als der Durchmesser der Anläufe an den Wellenhälsen, damit der auf dem Wellenkopfe aufzubringende Maschinenbestandtheil über die Anläufe hinübergeschoben werden kann.

§. 108. **Zapfenlager.** Die, die Zapfen unterstützenden oder haltenden Maschinenbestandtheile nennt man **Zapfenlager.** Da sie, dem Obigen gemäß (§. 105), den Zweck haben, die Wellen in denjenigen Lagen zu erhalten, welche ihnen vermöge der Anordnung und des geometrischen Zusammenhanges der Maschinen zukommen, so müssen sie nicht nur aus denjenigen Theilen bestehen, welche die Zapfen unmittelbar, entweder ganz oder nur zum Theile umschließen, und die

rotirende Bewegung gestatten, sondern auch noch aus solchen, durch welche eine solide Verbindung der Umhüllung derselben mit dem Maschinengestelle ermögglichet wird.

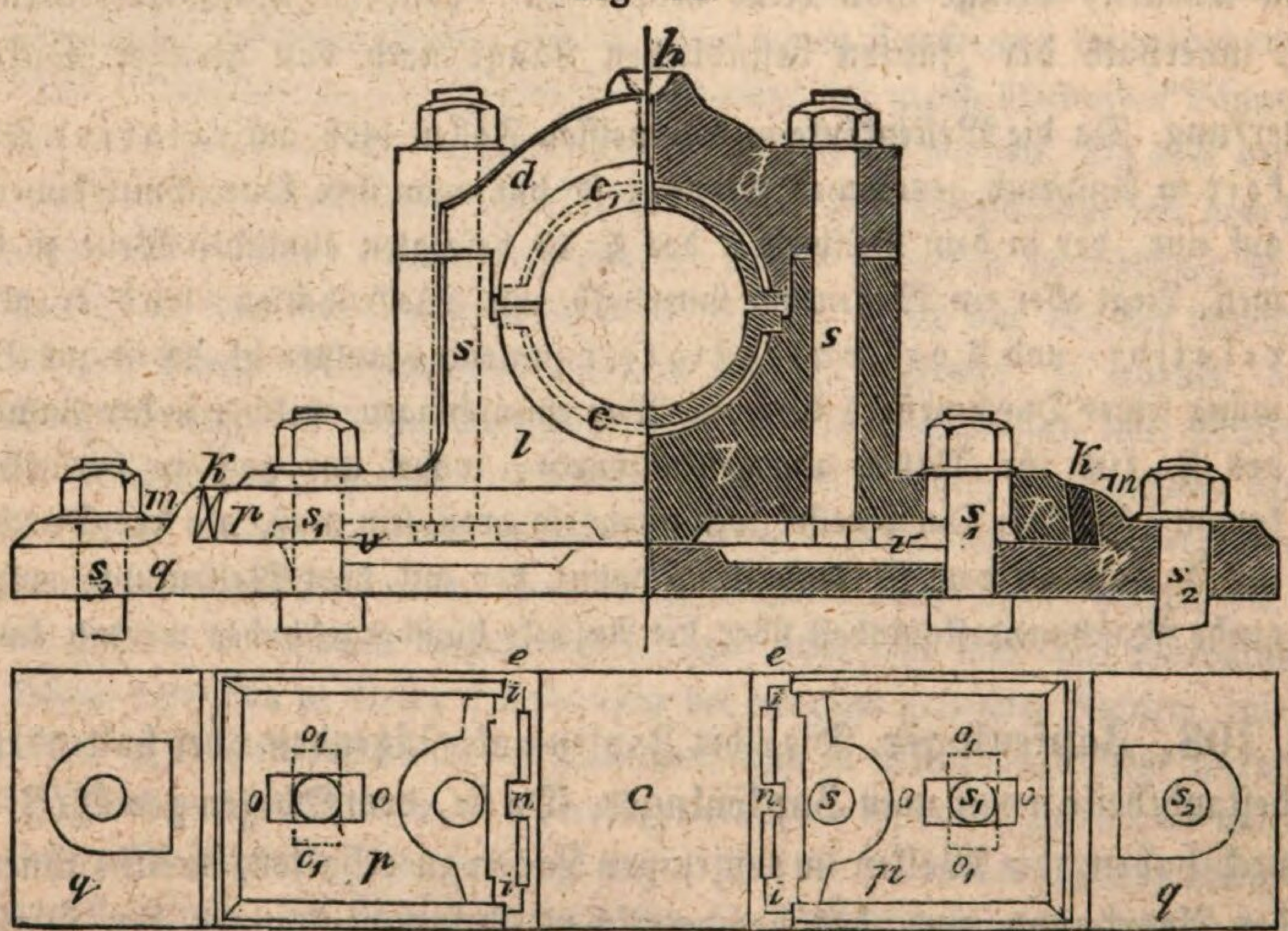
Die den Zapfen unmittelbar umhüllenden Theile eines vollkommen ausgebildeten Zapfenlagers, nennt man die **Lagerschalen**. Dieselben werden zur Verminderung der Zapfenreibung (§. 86, 4) und der dadurch bedingten Abnützung (§. 86, 3) meistentheils aus Bronze hergestellt. Der die Lagerschalen umschließende Theil eines Zapfenlagers bildet den **Lagerkörper im weiteren Sinne**, und besteht aus dem **Lagerdeckel** und dem **eigentlichen Lagerkörper**, welche beiden Theile meistentheils aus Gußeisen angefertiget werden. Außerdem kommt bei jedem vollständigen Lager noch ein Theil vor, an welchen der Lagerkörper befestiget wird; man nennt ihn die **Lager-** oder **Fußplatte**. Diese bildet entweder für sich allein einen abgesonderten Theil, oder sie ist an einem Gerüste angegossen.

Je nach der Lage der Wellen unterscheidet man **Lager für liegende** und **Lager für stehende Wellen**, auch **Fußlager** genannt.

Zapfenlager, welche von unten, also oberhalb des Lagerschalengehäuses vermittelst eines Hängegerüstes an horizontale Balken oder Träger der Decke einer Fabriklocalität befestiget sind, nennt man **Hängelager**, wenn sie hingegen auf einem erhöheten Gerüste, Bockgerüste oder Bock genannt, angeschraubt sind, **Bocklager**.

§. 109. **Beschreibung einiger Zapfenlager.** Fig. 74 zeigt ein **Zapfenlager für liegende Wellen** zur Hälfte in der Seitenansicht und zur Hälfte im Durchschnitte, so wie auch im Grundrisse nach Wegnahme des

Fig. 74.

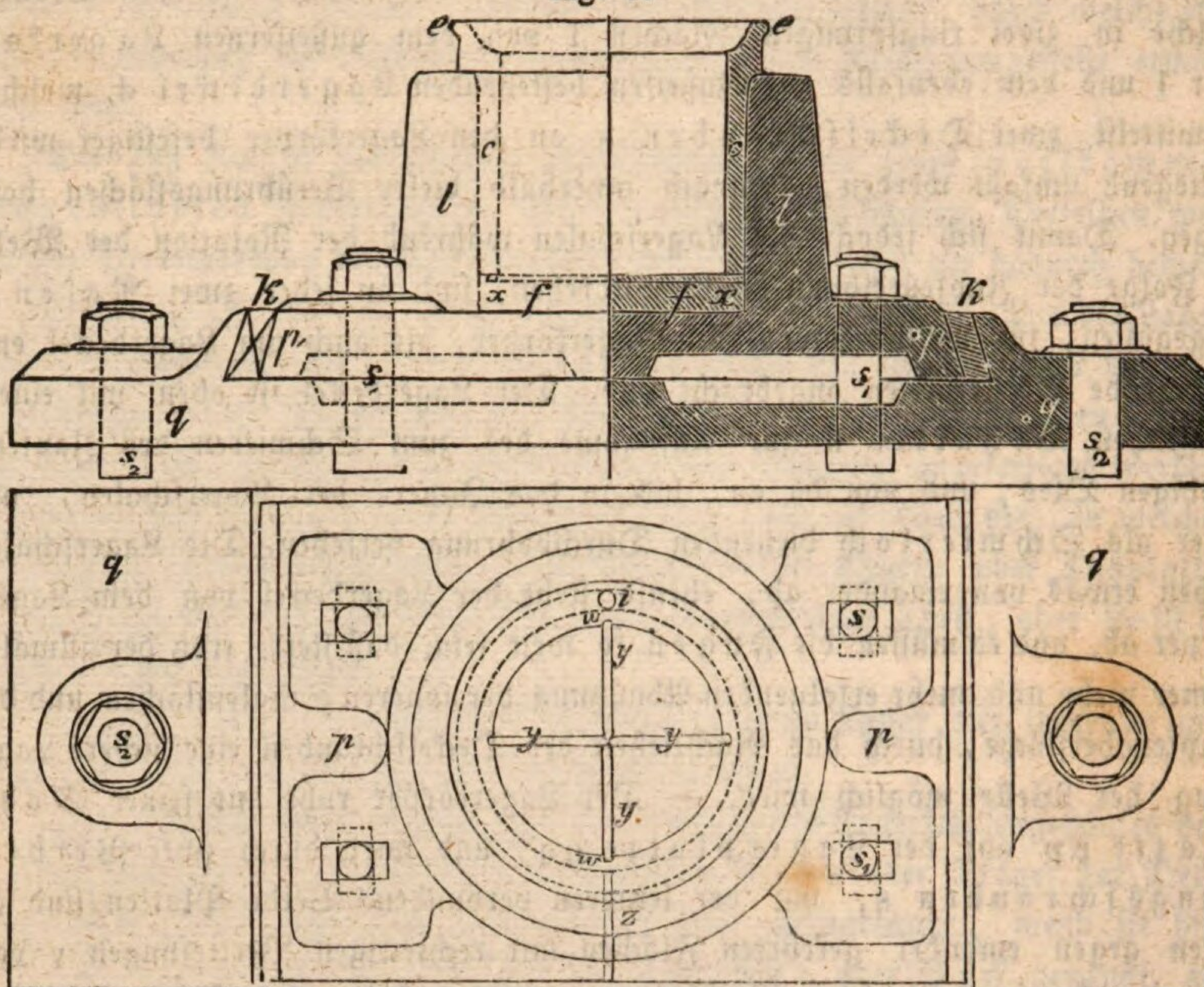


Lagerdeckels und der oberen Lagerschale. — c und c_1 sind die beiden, an ihren Stirnflächen zur Verhinderung einer Längenverschiebung derselben im

Lager mit vorspringenden Rändern e versehene Lagerschalen von Bronze, welche in zwei ringförmigen Flächen i von dem gußeisernen Lagerkörper l und dem ebenfalls aus Gußeisen bestehenden Lagerdeckel d, welcher vermittelst zwei Deckelschrauben s an den Lagerkörper befestiget wird, anliegend umfaßt werden, demnach innerhalb dieser Berührungsflächen hohl liegen. Damit sich jedoch die Lagerschalen während der Rotation der Welle in Folge der Zapfenreibung nicht mitdrehen, sind an jeder zwei Nasen n angegossen, für welche sowohl am Lagerkörper, als auch am Lagerdeckel entsprechende Vertiefungen angebracht sind. Der Lagerdeckel ist oben mit einem länglichen Behälter h zur Aufnahme des zum Schmieren des Zapfens nöthigen Öles, und von da an, bis in das Innere der Lagerschalen, mit einer als Schmierloch dienenden Durchbohrung versehen. Die Lagerschalen stehen etwas von einander ab, ebenso steht der Lagerdeckel von dem Lagerkörper ab, und es müssen die Fugen so weit sein, daß stets, trotz der allmälig immer mehr und mehr erfolgenden Abnützung der inneren Schalenflächen und der Zapfenoberfläche, durch das Nachziehen der Deckelschrauben eine sichere Lagerung der Welle möglich wird. — Der Lagerkörper ruht mit seiner Sohlplatte pp auf der Lagerplatte qq, und wird durch zwei Verbindungsschrauben s_1 mit der letzteren verbunden. Beide Platten sind an ihren gegen einander gekehrten Flächen mit rechteckigen Vertiefungen v versehen, wodurch eine leichtere Bearbeitung und ein richtigeres Aufliegen derselben erzweckt wird. — Zum Behufe einer genauen Montirung des Lagers sind die in der Sohl- und Lagerplatte befindlichen Schraubenlöcher oo und o_1 o_1, durch welche die zwei Verbindungsschrauben s_1 durchgehen, länglich und stehen kreuzförmig über einander, wodurch eine Verschiebung des Lagerkörpers auf der Lagerplatte, sowohl in der Längenrichtung derselben, als auch in der Richtung der geometrischen Achse des Zapfens, möglich wird. An der Lagerplatte sind ferner zwei Nasen m angegossen, um den Lagerkörper in seiner Stellung noch durch zwei Keile k auf derselben befestigen zu können. Vermittelst der Lagerplatte wird endlich das Zapfenlager durch zwei Schrauben s_2 auf eine Unterlage festgeschraubt.

Durch **Fig. 75** ist ein **Fußlager**, und zwar zur Hälfte in der Seitenansicht, und zur Hälfte im Durchschnitte, so wie in einem Grundrisse dargestellt. — Dieses Lager besteht zunächst aus der kreisrunden Spurplatte f, auf welcher der Fußzapfen einer stehenden Welle rotirt, und aus einer Büchse c, welche diesen an seiner cylindrischen Fläche umfaßt. Die Spurplatte wird aus Bronze, oder bei größerer Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle aus Stahl, die Büchse aber stets aus Bronze angefertiget. Beide Bestandtheile dieses Lagers werden von dem, mit einer Sohlplatte pp versehenen, aus Gußeisen hergestellten Lagerkörper l umschlossen. Damit die Spurplatte in Folge der auf der Basis des Zapfens während der Rotation der Welle Statt findenden Reibung von diesem nicht mitgenommen werde, ist in

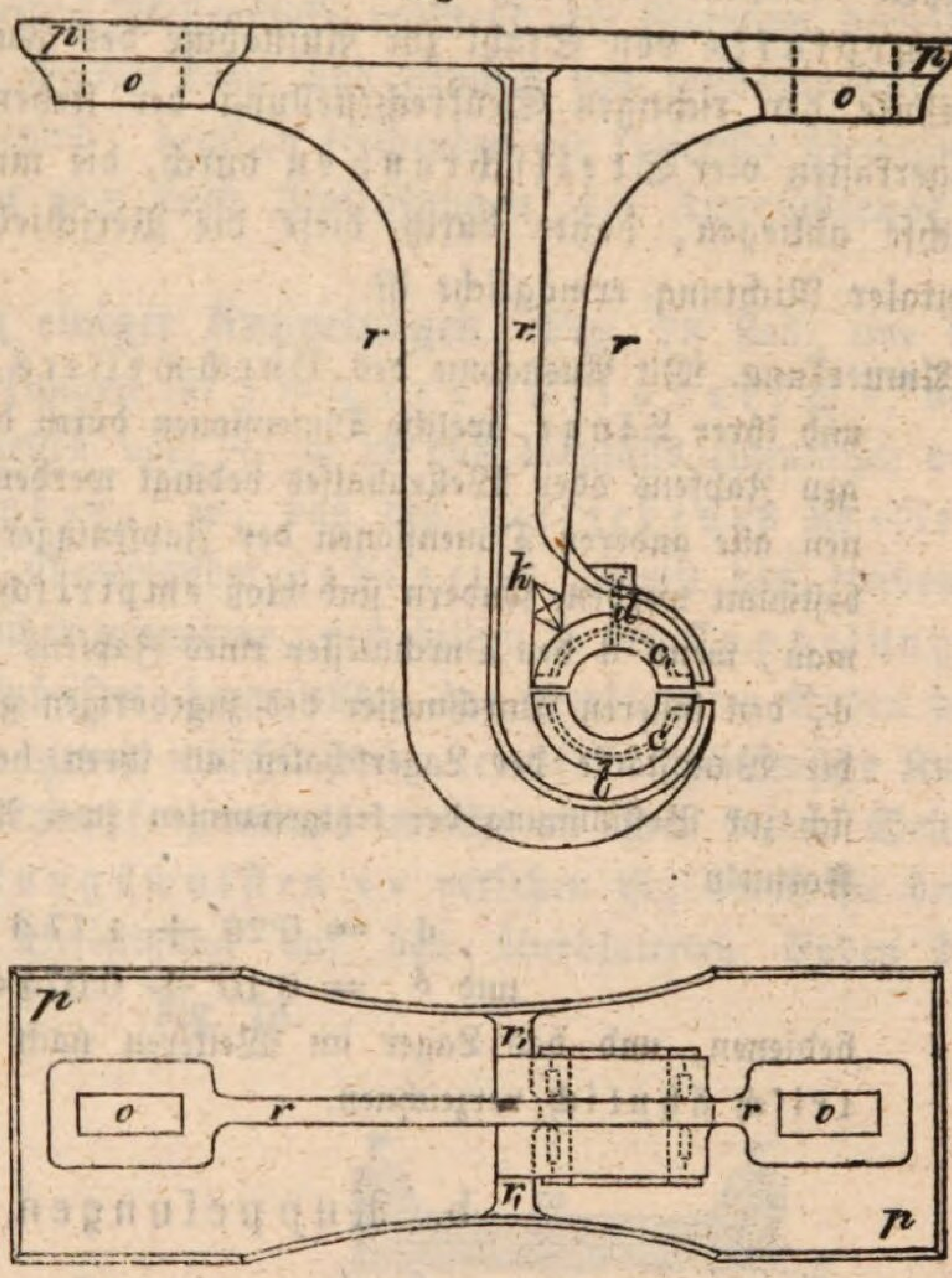
Fig. 75.



eine, in der Spur- und Sohlplatte vorgebohrte Öffnung ein Stift i eingeschlagen. Die in dem Lagerkörper gehörig eingepaßte Büchse ist an ihrem oberen Theile mit einer zur Aufnahme des zum Schmieren des Zapfens nöthigen Öles dienenden Auskehlung e versehen, zu welchem Behufe an dem inneren Theile der Büchse vier vertical nach abwärts gehende Kanäle w, und in der Spurplatte ein kreisförmiger Kanal x, so wie auch zwei sich kreuzende, und in den kreisförmigen sich verlaufende Kanäle y eingearbeitet sind, welche sämmtlich mit einander in Verbindung stehen. Außerdem ist an diesem Lager von der Seite noch ein Kanal z eingebohrt, durch welchen das schon gebrauchte und mit abgeriebenen Metalltheilchen verunreinigte Öl abfließt, und in einem untergestellten Gefäße aufgefangen werden kann. — Der Lagerkörper dieses Lagers ist auf die nämliche Weise, wie bei dem vorhin beschriebenen Lager (**Fig. 74**), verschiebbar vorgerichtet, wird ebenfalls vermittelst zwei Keilen k in seiner richtigen Stellung gehalten, und ist durch vier Verbindungsschrauben s_1 an die Lagerplatte q q angeschraubt, während letztere durch zwei Schrauben s_2 auf der Unterlage befestiget wird.

Fig. 76 stellt ein **Hängelager** in einer Seitenansicht und einer Ansicht von Unten vor. — c und c_1 sind die beiden, ihrer Form nach den Schalen des durch **Fig.** 74 dargestellten Lagers ähnlich construirte Schalen aus Metall. l ist der seitlich angebrachte gußeiserne Lagerkörper, und d der ebenfalls aus Gußeisen bestehende Lagerdeckel, welcher durch einen Keil k nur an einer Seite gehalten wird, und sich durch denselben

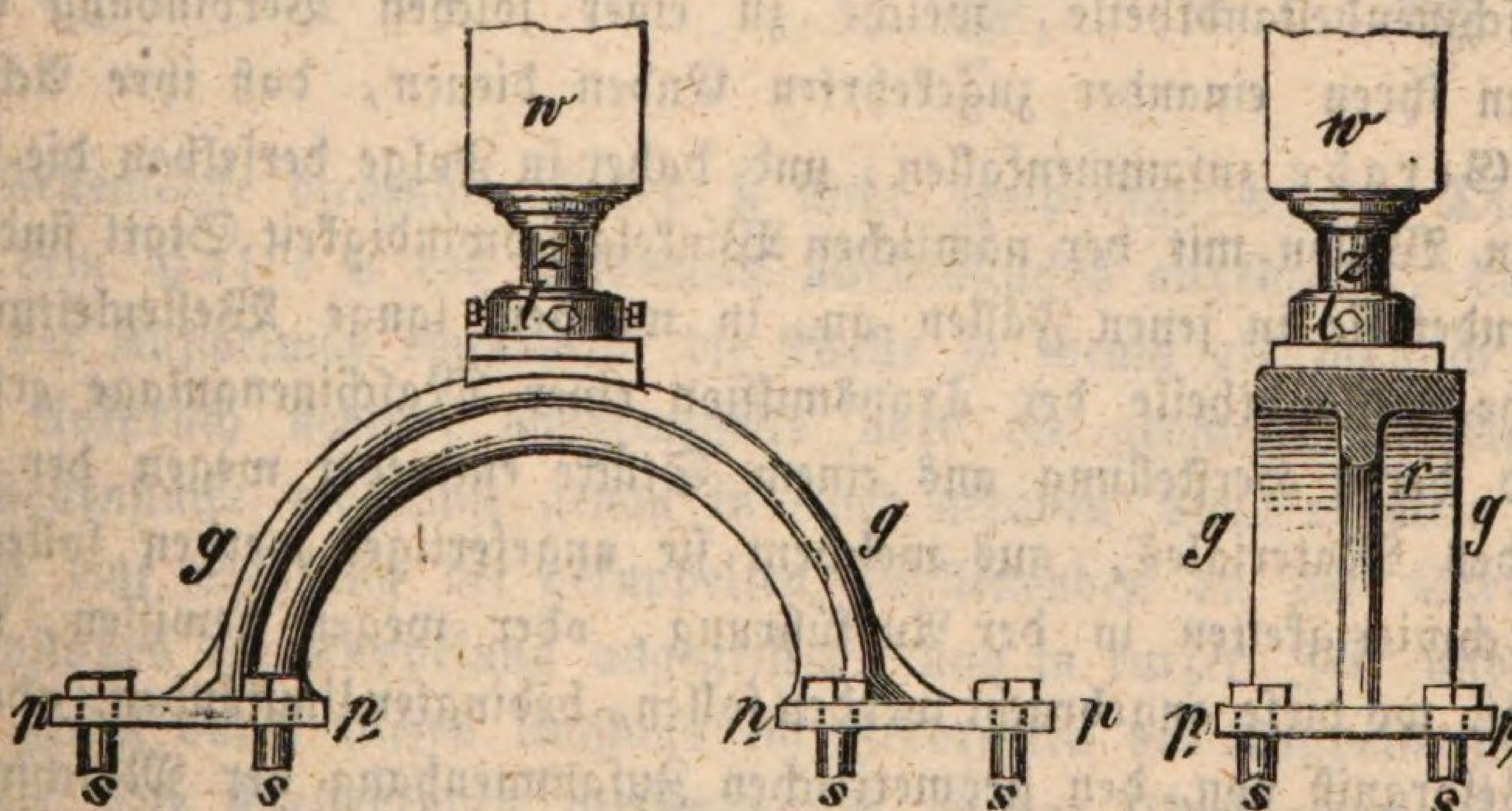
Fig. 76.



niedertreiben läßt. Die Schalen sind auf die nämliche Art und Weise, wie bei dem erwähnten Lager für liegende Wellen in dem Lagerkörper und dem Deckel eingepaßt. p p ist die Kopfplatte, vermittelst welcher die Befestigung des Lagers an die Balken der Decke durch zwei Schrauben, welche durch die zum Behufe einer genaueren Montirung länglich hergestellten Schraubenlöcher o durchgehen, geschieht. Die Verbindung des Lagerkörpers mit der Kopfplatte ist durch zwei sich kreuzende Rippen r r und r_1 r_1 bewerkstelliget.

Fig. 77 zeigt ein **Bocklager** in einer Seitenansicht, und in einem Durchschnitte. — An dem halbkreisförmig aus Gußeisen hergestellten, auf seiner inne-

Fig. 77.



ren Seite mit einer Rippe r versehenen Bockgerüste g sind unten zwei Füße p p_1 angegossen, vermittelst deren dasselbe durch acht Schrauben s (für jeden Fuß vier) an die Unterlage angeschraubt wird. Das Lager l für den Fußzapfen z der stehenden Welle w besteht aus einem büchsenförmigen, von Innen achteckigem Kasten, in welchem eine metallene, von

Außen ebenfalls achteckig geformte **Büchse**, mit einer in diese eingesetzten **Spurplatte** von Stahl zur Aufnahme des Fußzapfens sich befindet. Zum Behufe der richtigen Senkrechtstellung der stehenden Welle gehen durch den Lagerkasten vier **Stellschrauben** durch, die mit ihren Enden an der Lagerbüchse anliegen, daher durch diese die Verschiebung der letzteren nach horizontaler Richtung ermöglicht ist.

Anmerkung. Mit Ausnahme des **Durchmessers** der Höhlung der Lagerschalen und ihrer **Länge**, welche Dimensionen durch die entsprechenden des zugehörigen Zapfens oder Wellenhalses bedingt werden, und diesen **gleich** sind, können alle anderen Dimensionen der Zapfenlager nicht im Wege des Calculs bestimmt werden, sondern sind bloß **empirische** Dimensionen. So z. B. kann man, wenn d den Durchmesser eines Zapfens oder Wellenhalses in **Zollen**, d_1 den inneren Durchmesser des zugehörigen gußeisernen Lagerkörpers und δ die Wandstärke der Lagerschalen an ihren hohl liegenden Stellen bezeichnet, sich zur Bestimmung der letztgenannten zwei Abmessungen der **empirischen** Formeln:

$$d_1 = 0{\cdot}26 + 1{\cdot}17\,d \text{ Zoll}$$
und $$\delta = 0{\cdot}10 + 0{\cdot}074\,d \text{ Zoll}$$

bedienen, und das Lager im Weiteren nach einem guten Vorbilde **geometrisch ähnlich** verzeichnen.

b. Kuppelungen.

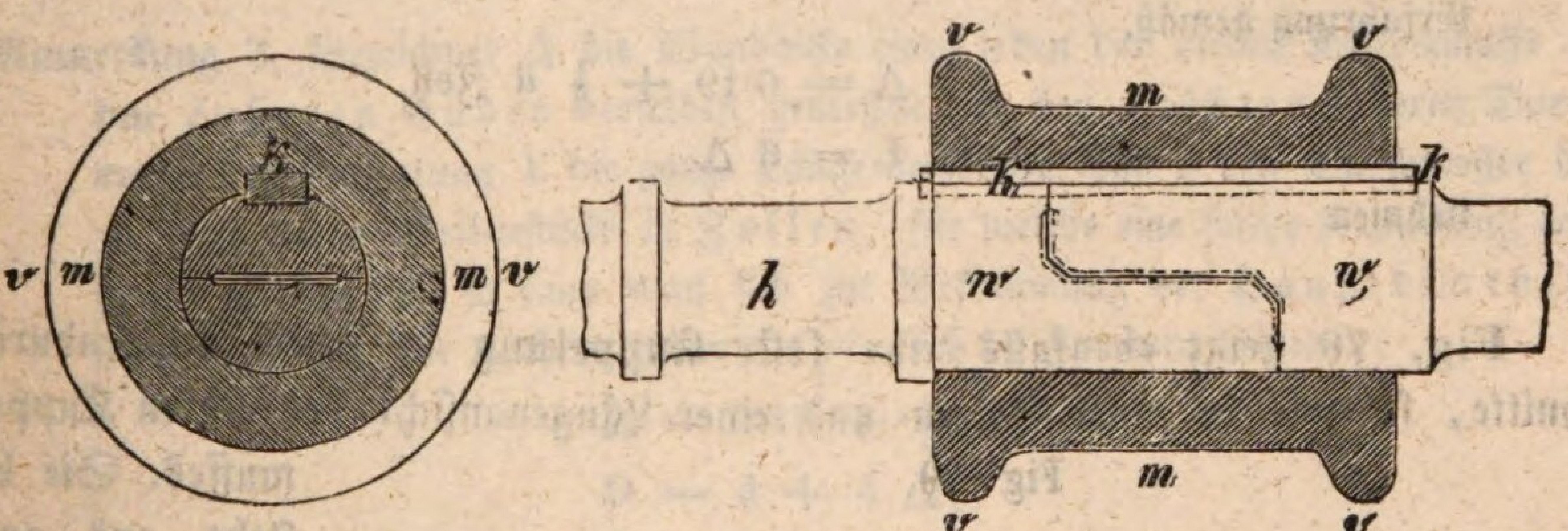
§. 110. **Erklärungen.** Ein sehr einfaches Mittel zur Übertragung der **continuirlich kreisförmigen** Bewegung von einer Welle — der **treibenden** —, auf eine andere — die **getriebene** —, ohne Änderung der Winkelgeschwindigkeit bieten die **Kuppelungen** dar. So benennt man jene Maschinenbestandtheile, welche zu einer solchen Verbindung von zwei Wellen an ihren einander zugekehrten Enden dienen, daß ihre Achsenlinien in **eine Gerade** zusammenfallen, und daher in Folge derselben die Rotation der beiden Wellen mit der nämlichen Winkelgeschwindigkeit Statt finden kann. Man wendet sie in jenen Fällen an, in welchen lange Wellenleitungen als wesentliche Bestandtheile der Transmission einer Maschinenanlage erforderlich sind, und deren Herstellung aus einem Stücke entweder wegen der Beschaffenheit des Materiales, aus welchem sie angefertiget werden sollen, oder wegen Schwierigkeiten in der Ausführung, oder wegen gewissen, durch die Örtlichkeit, wo diese angebracht werden sollen, bedingten Umständen, oder endlich wegen Besorgniß von, den geometrischen Zusammenhang der Maschinenanlage störenden Schwankungen nicht zuläßig ist.

Man theilt die Kuppelungen in **feste** und in **lose** oder **lösbare** ein. **Feste Kuppelungen** sind solche, welche eine derartige Verbindung zwischen den Enden zweier Wellen bewirken, daß sich diese, während des Ganges der Wellen, nicht leicht aufheben läßt, daher die Fortpflanzung der Kreisbewegung vermittelst derselben stetig erfolgt. **Lose Kuppelungen** sind aber von der Art,

daß die Verbindung der beiden Wellenstücke während der Rotation derselben auf eine leichte Weise gelöst werden kann, und dadurch das treibende Wellenstück außer Stande gesetzt wird, dem zu treibenden die rotirende Bewegung mitzutheilen. Letztere nennt man auch **Auslösungen** oder **Ausrückzeuge**.

§. 111. Beschreibung einiger Kuppelungen. Fig. 78 stellt eine der gebräuchlichsten **festen Kuppelungen** für schwere cylindrische, vorzüglich gußeiserne Wellen vor. — w ist das ebenfalls cylindrisch verstärkte Ende des treibenden, w_1 das des getriebenen Wellenstückes. Beide Enden sind übereinander geblattet, damit das treibende Wellenstück das getriebene sicher mitnehme, und bilden so den Kuppelungskopf. mm ist die aus Gußeisen hergestellte, die überblatteten Enden der zu verbindenden Wellenstücke genau umschließende, ebenfalls cylindrische Kuppelungshülse, der Kuppelmuff genannt, welche an ihren beiden Seiten mit ringförmigen Verstärkungswulsten vv versehen ist, damit sie beim Eintreiben des zu ihrer Befestigung auf den überblatteten Enden der

Fig. 78.



beiden Wellenstücke dienenden Keiles k nicht zersprengt werde. Dieselbe ist nahe an dem Halse h des treibenden Wellenstückes angebracht, damit das Gewicht der Kuppelung einestheils die Welle so wenig als möglich auf Biegung in Anspruch nehme, anderentheils aber die geometrischen Achsen der beiden Wellenstücke möglichst genau in einer geraden Linie erhalten werden, weil durch eine Senkung der gekuppelten Wellenenden an der Stelle ihres Zusammenstoßes die Kuppelung angegriffen, und in kurzer Zeit unbrauchbar wird, ja selbst durch diesen Umstand ein Zerbrechen des Kuppelmuffes Statt finden kann. Die Wellenenden berühren sich an der Überblattungsstelle nicht mit den ganzen, sondern nur mit ihren Randflächen, (wie dieses aus der Figur ersichtlich ist), indem der in der Mitte zwischen denselben liegende Theil schon im Guße vertieft hergestellt wird.

Anmerkung 1. Eine Verstärkung der Wellenenden an der Überblattungsstelle ist nur bei gußeisernen Wellen vortheilhaft, dagegen bei schmiedeisernen wegen der größeren Schwierigkeit der Herstellung nachtheilig.

Anmerkung 2. Diese Kuppelung ist zum Behufe der Verbindung *stärkerer* Wellenstücke zu einer Wellenleitung am geeignetsten und gebräuchlichsten. — Die *Hauptdimensionen* derselben sind: Der Durchmesser des Kupplungskopfes, die Metalldicke des Kuppelmuffes und seine Länge. Da nun der Kupplungskopf an der Überblattungsstelle aus zwei halbcylindrischen Theilen der Wellenenden gebildet wird, und jeder von diesen die *Hälfte* des Torsionsmomentes des ganzen, von den beiden Theilen gebildeten Cylinders besitzt, *welche* dem Torsionsmomente der zu kuppelnden Wellenstücke gleich sein soll, nach Gleichung 1 des §. 28 aber einer cylindrischen Welle von d Zoll Durchmesser das Torsionsmoment $t \frac{\pi}{16} d^3$, und einem Cylinder (Kupplungskopf) von D Zoll Durchmesser das Torsionsmoment $t \frac{\pi}{16} D^3$ entspricht, so muß $\frac{1}{2} t \frac{\pi}{16} D^3 = t \frac{\pi}{16} d^3$ sein, woraus sich sofort $D = d\sqrt[3]{2}$, oder $D = 1{\cdot}259\ d$ ergibt, wofür man gewöhnlich

$$D = 1{\cdot}25\ d$$

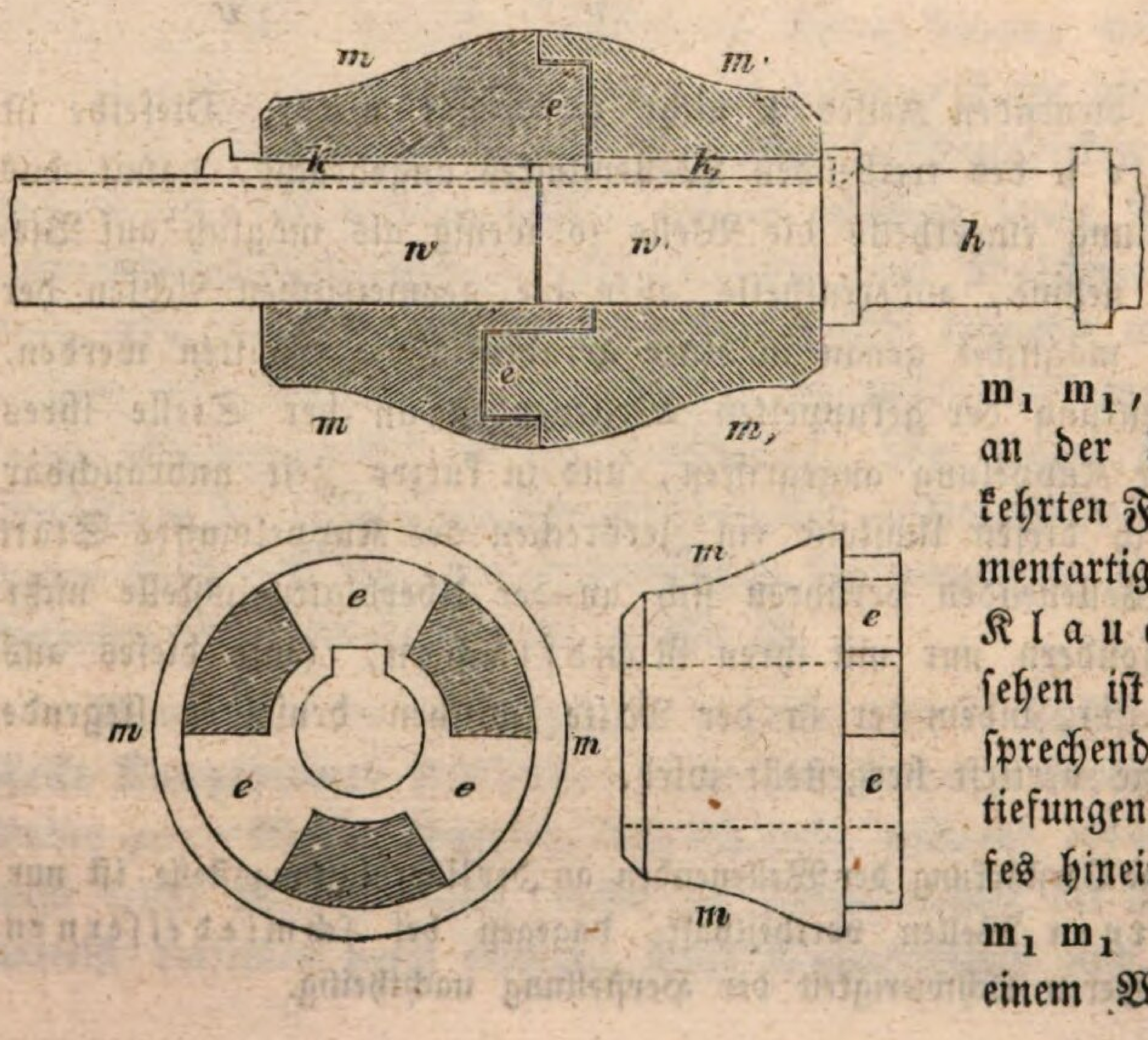
als *Durchmesser des Kupplungskopfes* nimmt. — Die letzten zwei von den oben genannten Dimensionen dieser Kuppelung sind *empirischer* Natur. Bezeichnet nämlich Δ die Metalldicke des Kuppelmuffes, L seine Länge, und d den Durchmesser der zu kuppelnden Wellenstücke in *Zollen*, so kann man, der Erfahrung gemäß,

$$\Delta = 0{\cdot}19 + \tfrac{1}{3}\ d \text{ Zoll}$$
$$\text{und } L = 6\ \Delta$$

nehmen.

Fig. 79 zeigt ebenfalls eine **feste Kuppelung** in einem Längendurchschnitte, so wie in einer Seiten- und einer Längenansicht des linken Kuppelmuffes.

Fig. 79.



Sie besteht aus zwei dem Wellendurchmesser entsprechend durchbohrten *Muffen* m m und $m_1\ m_1$, von denen jeder an der dem anderen zugekehrten Fläche mit drei segmentartigen Erhöhungen e, *Klauen* genannt, versehen ist, welche in entsprechend ausgearbeitete Vertiefungen des anderen Muffes hineinpassen. Der Muff $m_1\ m_1$ ist auf dem, mit einem *Wellenhalse* h

versehenen Wellenende w_1, von dem ein kurzes Stück noch über die Hülse dieser Kuppelungshälfte vorsteht, fest aufgekeilt, und zwar derart, daß der Keil k_1 von der Klauenseite dieses Muffes eingetrieben ist. Das vorstehende Stück des Wellenendes w_1 greift in die Hülse des zweiten Muffes m m ein, welcher auf dem Wellenende w vermittelst eines von Außen eingetriebenen Keiles k befestiget ist; dadurch wird bewirkt, daß das Wellenende w von dem Wellenende w_1 getragen wird, und außerdem die geometrischen Achsen der beiden zusammengekuppelten Wellenstücke in einer geraden Linie erhalten werden.

Anmerkung 1. Diese Kuppelung gestattet eine kleine Senkung des Lagers ohne Nachtheil für die einzelnen Theile derselben; daher sie in allen jenen Fällen vortheilhaft anzuwenden ist, in welchen dieser Umstand eintreten kann, wie z. B. bei Transmissionswellen, die durch Hängelager getragen werden, welche an die Balken der Decken in Fabriksgebäuden befestiget sind, und bei denen oft entweder durch das Eintrocknen der Balken, oder durch Setzung des Mauerwerks, wenn dieses frisch ist, oder endlich durch eine oberhalb der Decken Statt findende Belastung eine Ungenauigkeit in der Stellung der Hängelager erfolgt.

Anmerkung 2. Bezeichnet Δ die Wanddicke eines jeden der beiden Kuppelmuffe an den äußeren Enden derselben gemessen, D den größten äußeren Durchmesser der Kuppelung, L die ganze Länge derselben, und d den Durchmesser der zu kuppelnden Wellenstücke in Zollen, für welche eine solche Kuppelung construirt werden soll, so kann man sich zur Bestimmung der Hauptdimensionen derselben, der nachfolgenden empirischen Formeln bedienen:

$$\Delta = 0{\cdot}19 + \tfrac{1}{3}\ d \text{ Zoll},$$
$$D = d + 4\,\Delta,$$
$$\text{und } L = 8\,\Delta.$$

Durch Fig. 80 ist eine **Kurbel** oder **Kniekuppelung mit Gelenkstück** in zwei Ansichten, und in einer Ansicht und einem Durchschnitte des Gelenkstückes dargestellt. Diese, zur Übertragung größerer Kräfte dienende Kuppelung besteht aus zwei, auf den bei h und h_1 gelagerten Enden der Wellen w und w_1 vermittelst Keilen befestigten Kurbeln m und m_1 aus Gußeisen, welche durch das auf der Seite 136 besonders dargestellte Gelenkstück mit einander verbunden sind, so daß die treibende Welle vermittelst dessel-

Fig. 80.

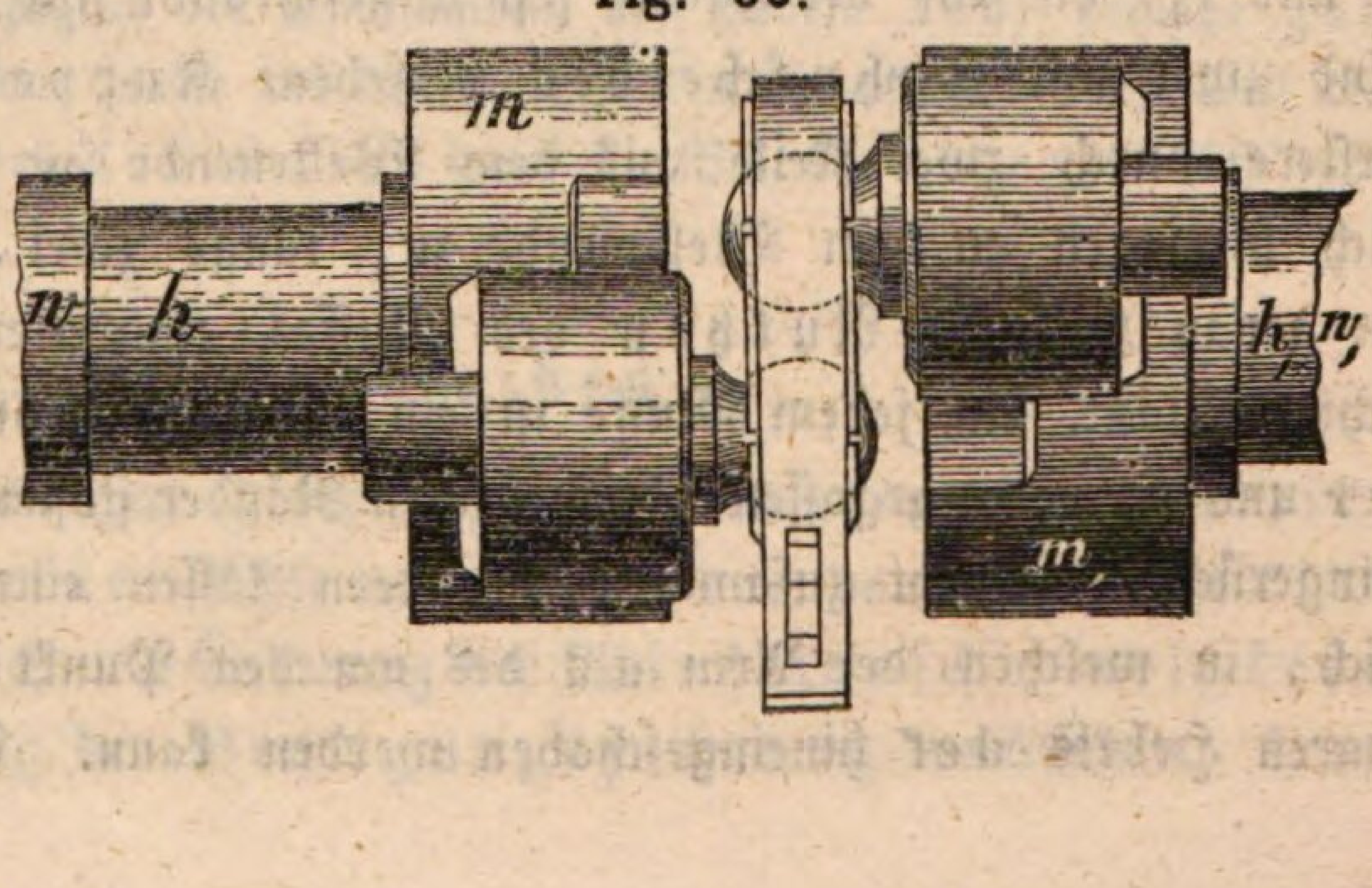
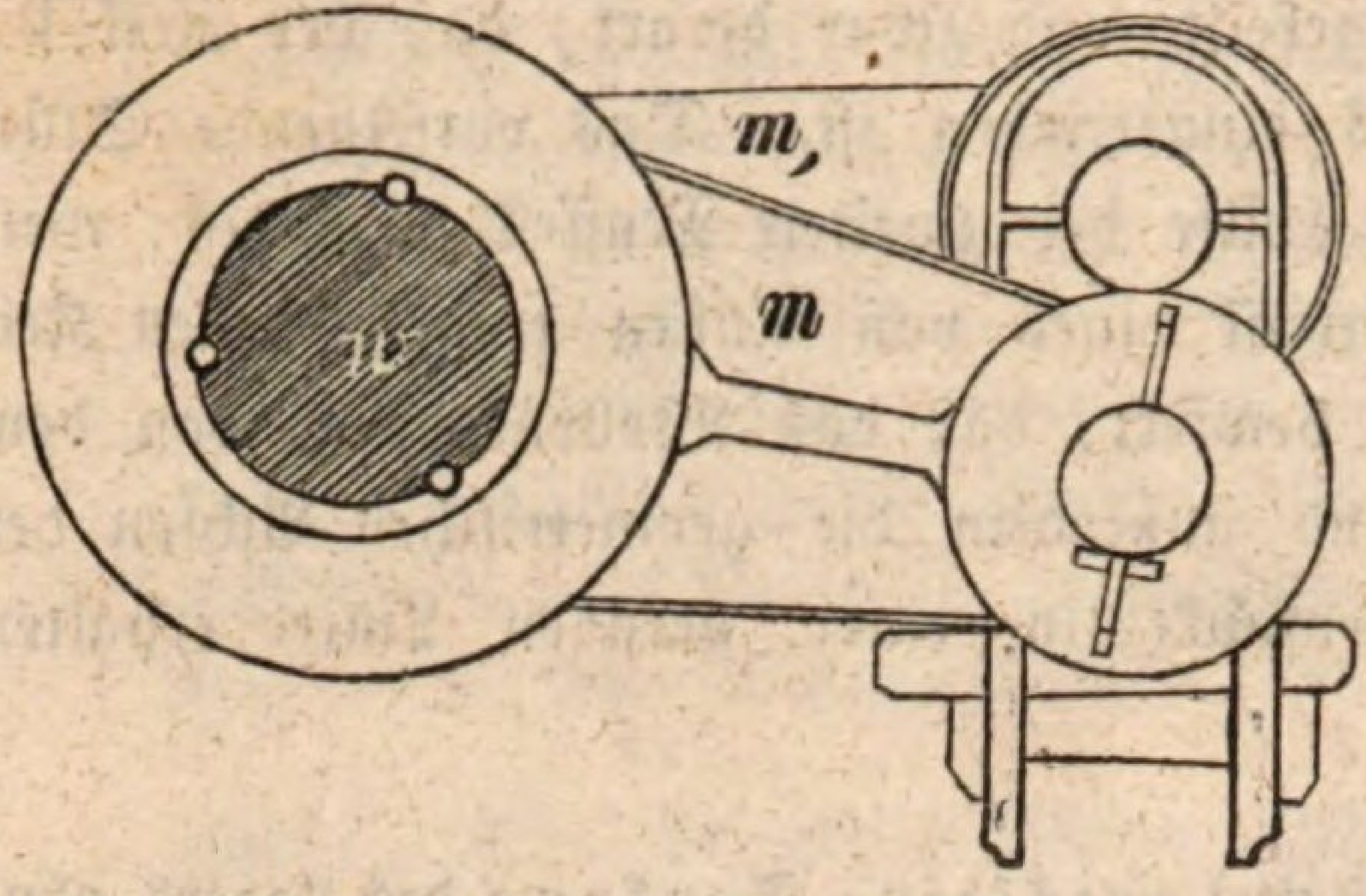
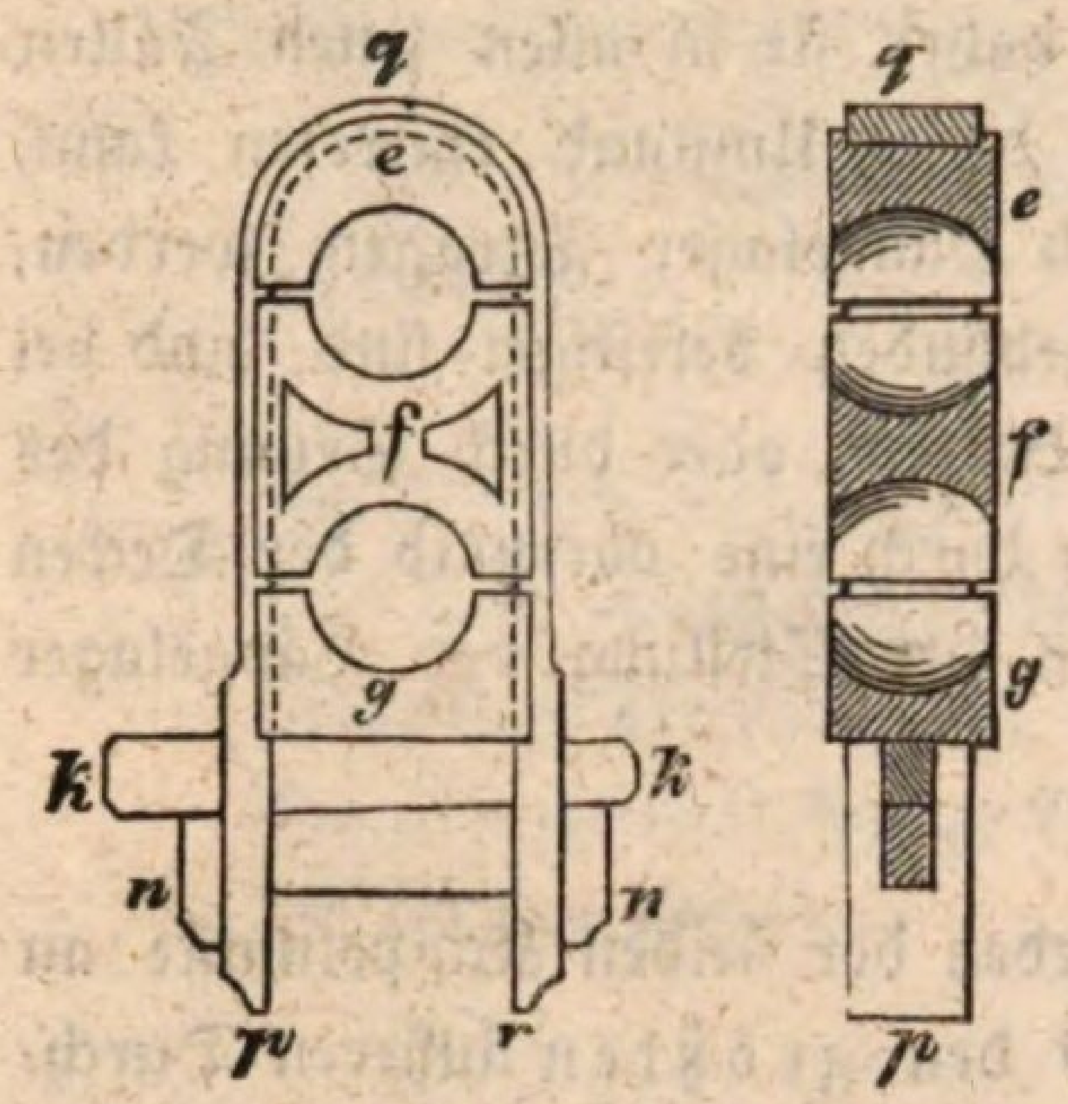


Fig. 80.





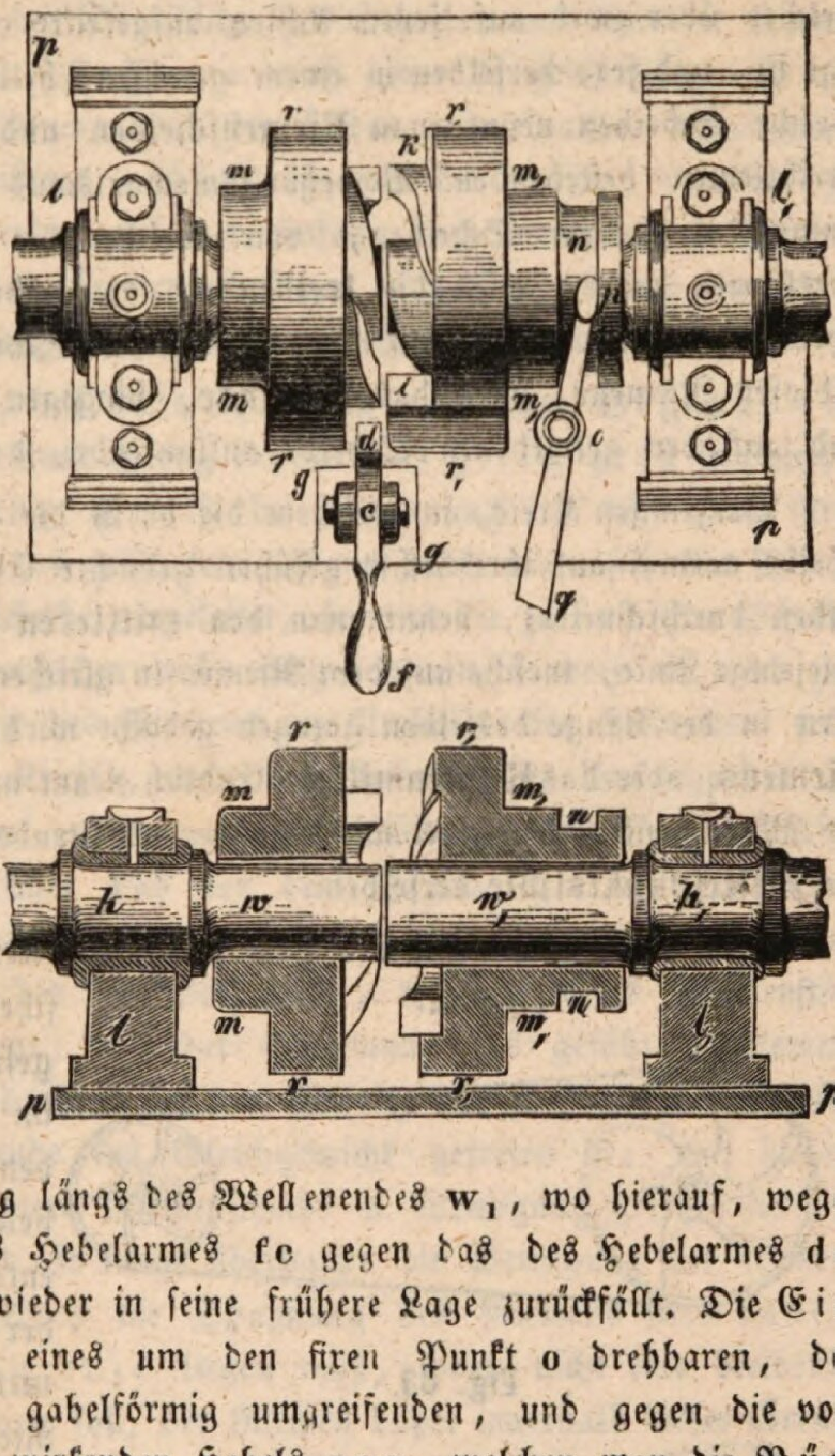
ben die getriebene nach sich zieht. Die aus Schmiedeisen angefertigten, zum Theile kugelförmigen Zapfen, sind in den Kurbelarmen besonders eingesetzt, und auf die aus den Figuren ersichtliche Weise mit denselben verbunden. Das Gelenkstück besteht aus einem schmiedeisernen Bügel pqr mit drei eingesetzten metallenen, ebenfalls kugelförmig ausgehöhlten Futterstücken e, f und g, welche die beiden Kurbelzapfen umschließen und vermittelst eines Keiles k k, der mit seiner unteren Fläche auf einem, in zwei gegenüberliegenden Schlitzen des Bügels unverschiebbar liegenden Gegenkeile n n ruht, mit seiner oberen Fläche aber an dem nach verticaler Richtung beweglichen Futterstücke g anliegt, in eine innige Verbindung mit den Zapfen gebracht werden können.

Anmerkung. Diese Kuppelung ist zwar kostspielig, aber dauerhaft und zweckmäßig, weil die Übertragung der Kraft von der treibenden Welle auf die getriebene selbst dann noch mit Sicherheit und ohne Nachtheil für die Verbindung Statt finden kann, wenn die Achsenlinien derselben mit der Zeit eine geringe Änderung ihrer Lage gegen einander annehmen, da durch die Beweglichkeit des Gelenkstückes der entstandene Fehler ausgeglichen wird.

Fig. 81 stellt eine **lose Kuppelung, Zahnscheibenauslösung** genannt, im Grundriß und im verticalen Längendurchschnitte vor. — w und w_1 sind die Enden der treibenden und der getriebenen Welle, welche vermittelst der, von je zwei Anläufen begrenzten Hälse h und h_1 in den Lagern l und l_1, die auf der Platte p p angeschraubt sind, liegen. m m und m_1 m_1 sind zwei mit Zahnscheiben versehene Kuppelmuffe, von denen der erstere durch zwei Keile auf dem Wellenende w befestiget ist, der letztere sich hingegen an dem Wellenende w_1 längs zwei in dieses eingelegten, und in genau passende Nuthen des Muffes eingreifenden Federn leicht verschieben läßt. An jedem Muffe ist ein vor den Zähnen vorspringender Rand r r und r_1 r_1 angegossen; diese beiden Ränder stoßen, wenn die Kuppelung eingerückt ist, nicht zusammen, sondern lassen einen Zwischenraum zwischen sich, in welchen der Arm c d des um den Punkt c des Gestelles g g drehbaren Hebels d c f hineingeschoben werden kann. Der Rand r_1 r_1 des ver-

schiebbaren Muffes ist mit einem, eine schiefe Ebene bildenden Vorsprunge ik versehen, welcher seiner Längenausdehnung nach den Raum zwischen den beiden erwähnten Rändern allmälig verengt. Wird nun während der Rotation der gekuppelten Wellenstücke durch das Heben des Hebelarmes fc des Hebels fcd der zweite Hebelsarm dc desselben in den von den beiden Rändern gebildeten Zwischenraum hineingezwängt, so wirkt dieser letztere auf die schiefe Fläche des oberwähnten, an dem Muffe m_1 m_1 befindlichen Vorsprunges, und zwingt diesen zu einer, bis zur erfolgten Ausrückung Statt findenden Verschiebung längs des Wellenendes w_1, wo hierauf, wegen dem größeren Gewichte des Hebelarmes fc gegen das des Hebelarmes dc, der Hebel fcd von selbst wieder in seine frühere Lage zurückfällt. Die Einrückung wird vermittelst eines um den fixen Punkt o drehbaren, den Hals n der Muffe m_1 m_1 gabelförmig umgreifenden, und gegen die vorstehenden Ränder desselben wirkenden Hebels poq, welchen man die Rückgabel nennt, vorgenommen.

Fig. 81.



Anmerkung. Dieses Ausrückzeug wird vorzugsweise angewendet, wenn eine große Kraft, insbesondere noch mit großer Geschwindigkeit, durch eine lösbare Kuppelung übertragen werden soll, da sie stets sicher wirkt, und in Folge ihrer Einrichtung (bezüglich der Wirksamkeit des Hebels fcd) beinahe gar keiner Anstrengung von Seite des dieselbe lösenden Arbeiters bedarf, weil die eigentliche Operation des Ausrückens durch die Betriebskraft selbst verrichtet wird.

c. Riemenscheiben.

§. 112. Erklärungen. Zur Fortpflanzung der continuirlich kreisförmigen Bewegung von einer Achse auf eine andere, von der ersteren entfernter liegende, gewöhnlich mit Änderung der Winkelgeschwindigkeit und manchmal mit Änderung der Bewegungsrichtung verbunden, kann

man sich eines Riemens ohne Ende, **Treibriemen** genannt, bedienen, welcher über zwei auf jenen Achsen aufgekeilte cylindrische Scheiben gelegt ist, und jede derselben in einem gewissen Theile ihres Umfanges umspannt. Solche Scheiben nennt man **Riemenscheiben** und den aus diesen und einem Treibriemen bestehenden Bewegungsmechanismus einen **Riementrieb**. Diejenige der beiden Scheiben, von welcher die Bewegung auf die zweite übertragen wird, wird die **treibende**, die andere die **getriebene** Riemenscheibe genannt. Das auf der treibenden Scheibe auflaufende Stück des endlosen Riemens, heißt das **führende**, hingegen das von dieser ablaufende und auf der getriebenen Scheibe auflaufende, das **geführte** Riemenstück.

Denjenigen Kreis, in welchem die durch die halbe Breite einer Riemenscheibe normal auf ihre Achse geführt gedachte Ebene die Umfangsfläche derselben durchschneidet, nennt man den **mittleren Schnitt der Riemenscheibe**. Diejenige Linie, welche auf dem Riemen in gleichem Abstande von dessen Rändern in der Länge desselben gezogen gedacht wird, heißt die **Mittellinie des Riemens**, oder das **Riemenmittel**. Endlich nennt man jene gerade Linie, welche die Mittelpunkte von zwei mit einander arbeitenden Riemenscheiben verbindet, die **Mittelpunktslinie** derselben.

Man unterscheidet Riemenscheiben mit **offenen** (Fig. 82), und Riemenscheiben mit **gekreuzten** oder **geschränkten** Riemen (Fig. 83); im ersteren Falle durchschneiden sich die Verlängerungen der beiden, parallel zu den Tangenten an die mittleren Schnitte der zusammen arbeitenden Riemenscheiben liegenden Stücke des Riemenmittels, außerhalb der Mittelpunktslinie der beiden Riemenscheiben, im letzteren hingegen innerhalb derselben. Bei Riemenscheiben mit offenen Riemen findet die Bewegung der getriebenen Scheibe nach der nämlichen Richtung Statt, nach welcher die der treibenden erfolgt, bei Scheiben mit gekreuzten Riemen dagegen nach entgegengesetzter Richtung.

Fig. 82.

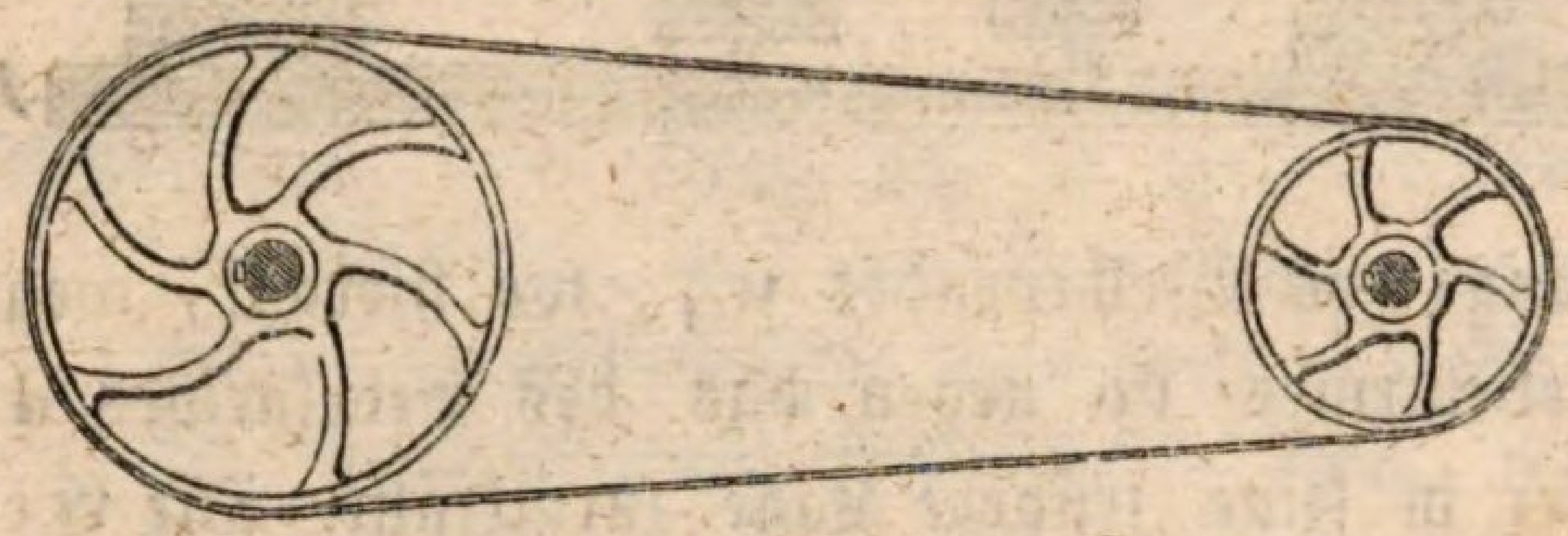
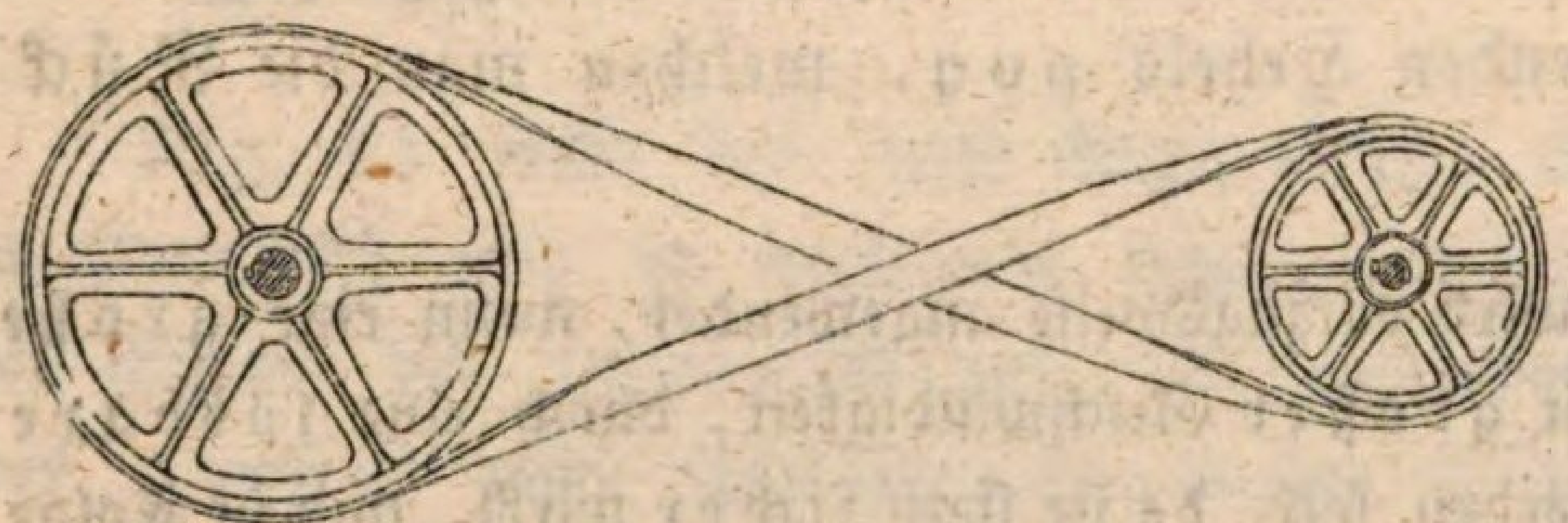


Fig. 83.



§. 113. **Umstände, welche bei der Fortpflanzung der Bewegung durch Riemen eintreten.** Die Übertragung einer gewissen Kraft mit einer gewissen Geschwindigkeit von einer Achse auf eine andere vermittelst eines endlosen Riemens und zweier Riemenscheiben ist nur durch die Reibung möglich, welche in Folge der Spannung des Riemens zwischen der inneren Fläche desselben und den äußeren Oberflächen der Riemenscheiben

Statt findet, und deren Größe von dem Reibungscoefficienten, von den vom Riemen umspannten Theilen der Oberfläche der Scheiben und von der Spannung des Riemens abhängt. Letztere muß aber so groß sein, daß die dadurch am Umfange der kleineren von den beiden mit einander arbeitenden Riemenscheiben erzeugte Reibung größer ist, als der größte, von der zu verrichtenden Arbeit herrührende, auf den Umfang derselben reduzirte Widerstand, wenn das Gleiten des Riemens auf den Scheiben, sonach die Wirkungslosigkeit dieses Bewegungsmechanismus, verhindert werden soll.

Es ist leicht einzusehen, daß diese Spannung vor dem Beginne der Bewegung in der ganzen Ausdehnung des Riemens gleich groß sein muß; während der Bewegung aber ist die Spannung des führenden Riemenstückes größer, als die des geführten. Denn denkt man sich die Bewegung der treibenden Riemenscheibe eingeleitet, so wird die zu treibende Scheibe in dem ersten Augenblicke derselben nicht mitgenommen, sondern es wird zunächst in Folge der Reibung des Riemens am Umfange der treibenden (als einer denselben spannenden Kraft), und der Reibung am Umfange der zu treibenden Scheibe (als einer auf denselben als Widerstand wirkenden Kraft) das führende Riemenstück über das vor dem Ingangsetzen der treibenden Scheibe Statt findende Maß gespannt, und durch diese Zunahme an Spannung so lange ausgedehnt, bis der Widerstand, welchen dieses Riemenstück der Ausdehnung entgegensetzt, mit der Spannung des geführten Riemenstückes und dem zu überwindenden, auf den Umfang der zu treibenden Scheibe reduzirt gedachten Widerstande ins Gleichgewicht getreten ist: von diesem Augenblicke an wird die letztere Riemenscheibe in Bewegung gesetzt, und so lange in derselben verbleiben, so lange überhaupt die Bewegung der treibenden Scheibe dauert. Da jedoch die Spannung des Riemens stets innerhalb der Elasticitätsgrenze liegen muß, wenn nicht eine bleibende Ausdehnung desselben erfolgen soll, der Riemen daher innerhalb dieser Grenze als ein vollkommen elastischer Körper betrachtet werden kann, und während der, vom Beginne der Bewegung der treibenden Scheibe, bis zur erfolgten Bewegung der getriebenen verfließenden Zeit die Drehung der ersteren, am Umfange derselben gemessen, um einen der Ausdehnung des führenden Riemens gleichen Raum Statt findet, so wird sich das geführte Riemenstück, unter der obigen Voraussetzung, um dieselbe Größe zusammenziehen, um welche die Ausdehnung des führenden Statt gefunden hat, demnach das letztere mehr gespannt sein, als das erstere.

§. 114. Riemenspannungen. Da die Zu- oder Abnahme der Länge eines vollkommen elastischen Körpers der Zu- oder Abnahme der, in diesen zwei Zuständen in ihm herrschenden Spannung proportional ist, so erhellet, daß die Zunahme an Spannung in dem führenden Riemenstücke über das vor dem Ingangsetzen der treibenden Riemenscheibe vorhandene Maß derselben, (welche durch die Statt gefundene Ausdehnung dieses

Riemenstückes hervorgerufen wird), der Abnahme an Spannung in dem geführten Riemenstücke unter das ursprüngliche Maß derselben, (welche durch die erfolgende Zusammenziehung des letzteren herbeigeführt wird), genau gleich sein muß. Bezeichnet demnach T die Spannung, welche in der ganzen Ausdehnung eines Riemens ursprünglich, also vor dem Beginne der Bewegung der treibenden Riemenscheibe vorhanden sein muß, damit derselbe, ohne auf den Scheiben zu gleiten, eine gewisse Kraft P von dem Umfange der treibenden auf den der getriebenen Scheibe zu übertragen vermag, T_1 und T_2 die Spannungen, welche in dem führenden und geführten Riemenstücke während der Bewegung für das Maximum des zu überwindenden Widerstandes und für den Grenzzustand des Gleichgewichtes zwischen der Reibung des Riemens an dem Umfange der getriebenen Scheibe und der das Gleiten anstrebenden Spannung desselben vorhanden sind, so ist $(T_1 - T)$ die während der Bewegung Statt findende Zunahme an Spannung in dem führenden, und $(T - T_2)$ die Abnahme an Spannung in dem geführten Riemenstücke, und es muß, dem Obigen gemäß, $T_1 - T = T - T_2$ sein, woraus sich sofort

$$T = \tfrac{1}{2}(T_1 + T_2) \;.\;.\;.\; (1$$

ergibt.

Da ferner die Spannung T_2 des geführten Riemenstückes der Spannung T_1 des führenden entgegenwirkt, so findet die Bewegung der getriebenen Riemenscheibe nur durch die Differenz der beiden Spannungen Statt, deren Größe für den Gleichgewichtszustand der an diesem Bewegungsmechanismus wirkenden Kräfte dem auf den Umfang der getriebenen Riemenscheibe reduzirten Widerstande, also auch der zum Behufe der Ueberwindung dieses Widerstandes von dem Umfange der treibenden Scheibe durch den Treibriemen zu übertragenden Kraft P gleich sein muß. Diesem gemäß ist

$$P = T_1 - T_2 \;.\;.\;.\; (2,$$

und es ergeben sich durch Verbindung der beiden Gleichungen 1 und 2 noch die Gleichungen

$$T_1 = T + \tfrac{1}{2} P \;.\;.\;.\; (3$$

$$\text{und } T_2 = T - \tfrac{1}{2} P \;.\;.\;.\; (4.$$

Es wird demnach während der Bewegung die ursprüngliche Spannung des Treibriemens bei dem führenden Riemenstücke um dieselbe Größe vermehrt, um welche diese bei dem geführten Riemenstücke vermindert wird.

Durch die Spannungen T_1 und T_2 des Riemens wird in Folge des aus diesen resultirenden Druckes auf die Zapfen oder Hälse der Achsen, auf welchen die beiden mit einander arbeitenden Riemenscheiben befestiget sind, eine Zapfenreibung erzeugt, welche stets einen Effectverlust (§. §. 93 und 98) verursacht. Da nun diese Spannungen sowohl von der Intensität der zu übertragenden Kraft P als auch von der Größe der ursprünglichen Spannung T des Treibriemens (Gleichungen 3 und 4) abhängen, erstere Größe aber in jedem speziellen Falle eine bestimmte ist, so folgt, daß man behufs größtmöglichster Krafterspalung bei

einem Riementriebe die ursprüngliche Spannung des Treibriemens nur so groß machen solle, als dieses unumgänglich zur Verhinderung des Gleitens des Riemens auf den Scheiben für die Uebertragung einer bestimmten Kraft erforderlich ist.

Anmerkung. Zur Bestimmung der drei oben bezeichneten Riemenspannungen dienen folgende Formeln:

$$T = \frac{e^{\frac{fs}{r}} + 1}{e^{\frac{fs}{r}} - 1} P \ldots (5,$$

$$T_1 = \frac{e^{\frac{fs}{r}}}{e^{\frac{fs}{r}} - 1} P \ldots (6,$$

$$\text{und } T_2 = \frac{1}{e^{\frac{fs}{r}} - 1} P \ldots (7,$$

in welchen e die Grundzahl des natürlichen logarithmischen Systemes (= = 2·71828 . . .), r den Halbmesser der kleineren der beiden mit einander arbeitenden Riemenscheiben, s die vom Riemen am Umfange derselben umspannte Bogenlänge, und f den Coefficienten der Reibung des Riemens auf dieser Scheibe, welcher für gewöhnlich fette Riemen, wenn sie auf hölzernen Riemenscheiben laufen, = 0·47, und für eben solche Riemen auf gußeisernen abgedreheten Scheiben = 0·28 zu setzen ist, bezeichnen.

Aus der vorstehenden Formel 5 ergibt sich, daß unter übrigens gleichen Umständen die ursprüngliche Spannung des Treibriemens, und sonach auch die durch diese bedingte, im geraden Verhältniße zu derselben stehende Reibung des Riemens auf dem Umfange der Scheiben, der zu übertragenden Kraft proportional ist, daß ferner diese Reibung unabhängig ist von der Breite des Riemens, da sich die Spannung über die Breite desselben gleichförmig vertheilt, und daß sie endlich nicht von dem Halbmesser der Riemenscheiben, sondern, bei gleicher Spannung und dem nämlichen Reibungscoefficienten, nur von dem Centriwinkel $\frac{s}{r}$ des Berührungsbogens abhängt.

Da ein offener Treibriemen die kleinere der beiden zusammen arbeitenden Riemenscheiben gewöhnlich in einem Bogen umspannt, dessen Centriwinkel zwischen 130 und 180 Grad liegt, so kann man für einen solchen Riemen, innerhalb der angeführten Bogengrenzen und für den Coefficienten 0·28 der Reibung des Riemens auf den Scheiben, näherungsweise $T_1 = 2P$, $T_2 = P$ und $T = 1·5\ P$ setzen.

§. 115. Bestimmung der Intensität der Kraft, welche durch einen Riementrieb übertragen wird. Die Kraft **P** ist nie unmittelbar gegeben, sondern muß stets aus anderen gegebenen Größen bestimmt werden. Sind nun die Größen: **N** d. i. der Effect in Pferdekräften ausgedrückt, welcher von der treibenden Scheibe auf die getriebene übertragen wird,

n d. i. die Anzahl der Umdrehungen der ersteren Riemenscheibe in jeder Minute, und **R** d. i. der Halbmesser der treibenden Scheibe in Zollen, gegeben, und bezeichnet man mit c die Umfangsgeschwindigkeit der treibenden Scheibe, mit **E** aber den Effect der Kraft **P** in Fußpfunden, so ist zunächst $E = Pc$ (§. 65, Gleichung 6), woraus

$$P = \frac{E}{c} \; . \; . \; . \; (1$$

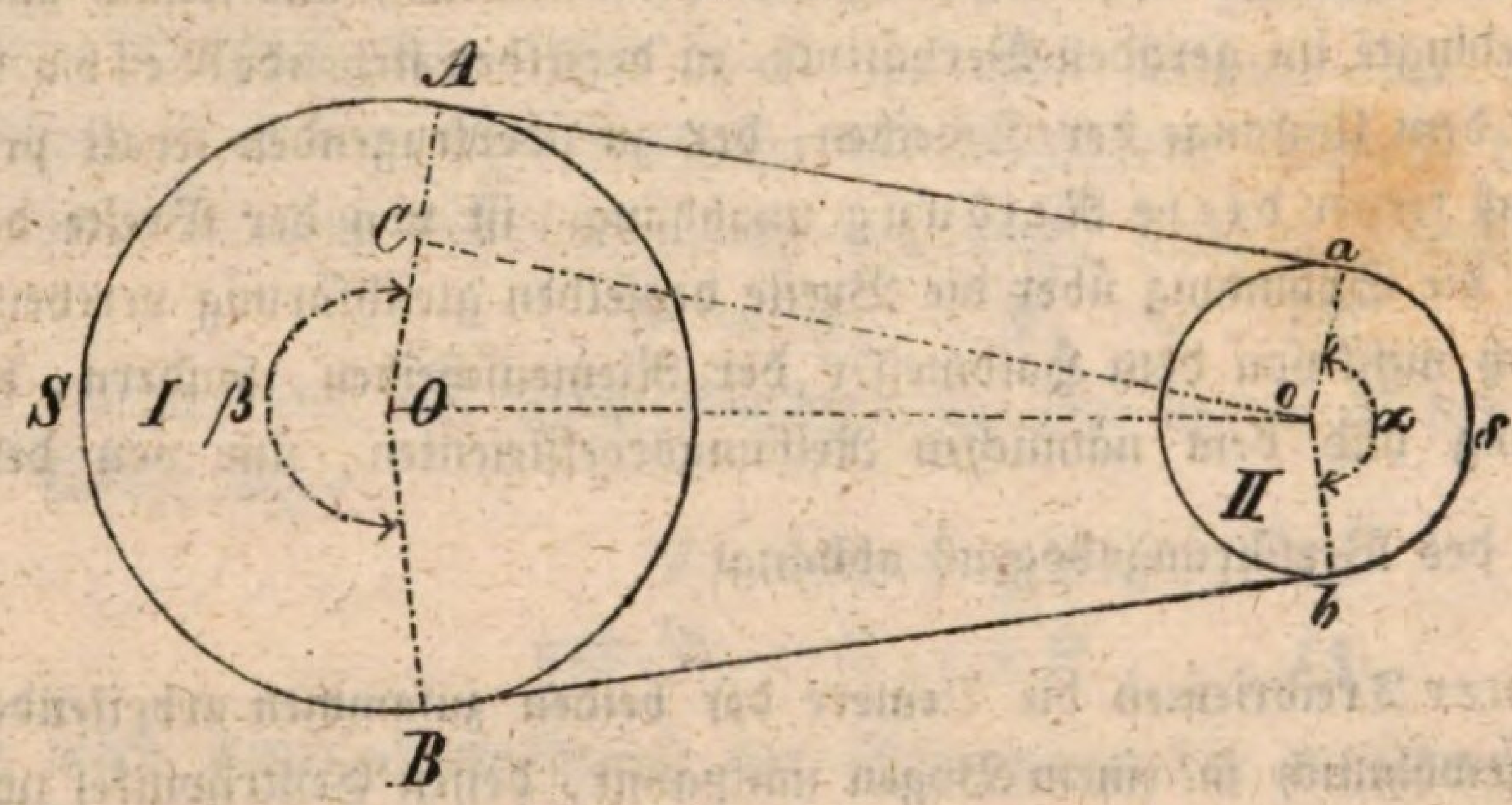
folgt; es ist sonach die Kraft, welche vom Umfange der treibenden Riemenscheibe auf die getriebene übertragen wird, gleich dem in Fußpfunden ausgedrückten, von der ersteren Scheibe auf die letztere übertragenen Effecte, dividirt durch die Geschwindigkeit des Treibriemens.

Da ferner $E = 430\ N$ (§. 66, Gleichung 7), und $c = \frac{2R\pi n}{12.60} = \frac{R\pi n}{360}$, so ergibt sich durch Substitution dieser beiden Werthe in der obigen Gleichung

$$P = \frac{154800}{\pi} \frac{N}{n\,R} \; . \; . \; . \; (2.$$

§. 116. Bestimmung der Länge der vom Riemen umspannten Bögen der beiden Riemenscheiben und der Länge des Riemens. Bezeichnet man mit **R** und r die Halbmesser der zwei mit einander arbeitenden Riemenscheiben **I** und **II** mit einem offenen Riemen, mit l die Länge der Mittelpunktslinie **O** o, und zieht von den Mittelpunkten **O** und o der beiden Scheiben die Halbmesser **OA** und oa, **OB** und ob senkrecht auf die Richtungen der beiden Riemenstücke **A** a und **B** b, so sind die in Gradmaß ausgedrückten Winkel $aob = \alpha$ und $AOB = \beta$ die den Berührungsbögen des Riemens an den beiden Riemenscheiben entsprechenden Centriwinkel, und

Fig. 84.



es ist, wegen $oa \parallel OA$ und $ob \parallel OB$, $\beta = 360 - \alpha$. Fällt man nun von o das Perpendikel oC auf den Halbmesser **OA**, so ergibt sich aus dem rechtwinkeligen Dreiecke **OC**o, wegen $OC = Oo \cdot \cos COo$, $\cos COo = \frac{OC}{Oo}$, oder, weil $oC \parallel aA$, also $AC = ao = r$ und $OC = R - r$, auch $\cos COo = \frac{R-r}{l}$, und da der Winkel $COo = \frac{1}{2} . AOB = \frac{1}{2}\alpha$ ist, so wird

$$\cos \tfrac{1}{2}\alpha = \frac{R-r}{l} \; . \; . \; . \; (1,$$

aus welcher Relation der Winkel α, und, wegen $\beta = 360 - \alpha$, auch der Winkel β berechnet werden kann.

Ist ferner S die Länge des am Umfange der größeren, und s die Länge des am Umfange der kleineren der beiden Riemenscheiben vom Riemen umspannten Bogens, so ist, wegen $S : 2 R \pi = \beta : 360 = (360 - \alpha) : 360$,

$$S = 2 R \pi \left(1 - \frac{\alpha}{360}\right) \quad . . . (2,$$

und eben so wegen $s : 2 r \pi = \alpha : 360$,

$$s = 2 r \pi \frac{\alpha}{360} \quad . . . (3,$$

oder, wenn man die Länge des dem Winkel α zugehörigen Bogens für den Halbmesser $= 1$ mit φ bezeichnet, wegen $\alpha = \varphi \frac{360}{2\pi}$, auch

$$S = R (2 \pi - \varphi) \quad . . . (2',$$

$$\text{und } s = r \varphi \quad . . . . (3'.$$

Bezeichnet endlich L die Länge des ganzen Riemens, so ist

$$L = S + A a + s + b B,$$

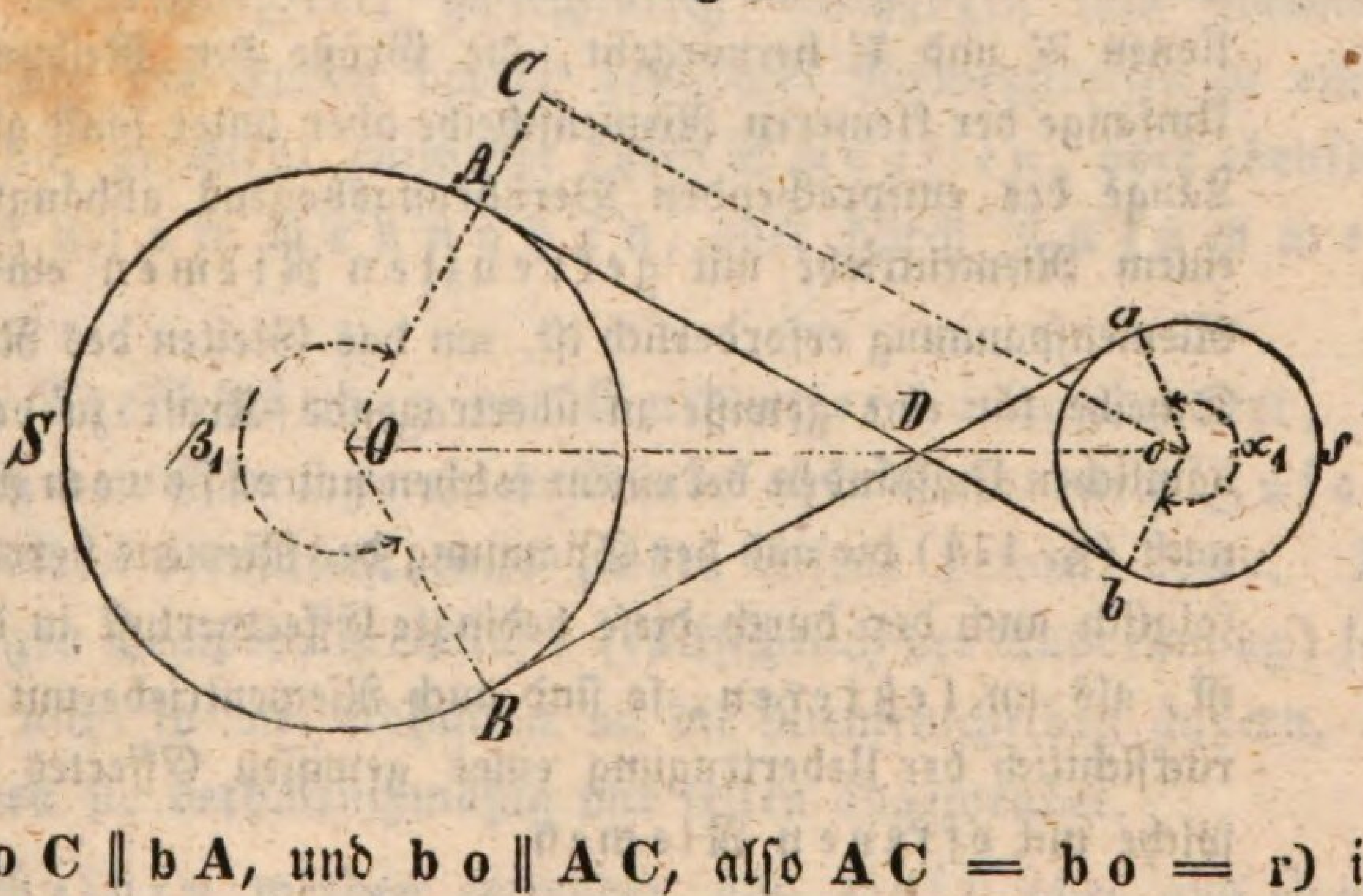
oder, weil $A a = b B = C o$, auch $L = S + s + 2 . C o$. Nun ist aber $C o = O o . \sin C O o = l \sin \frac{1}{2} \alpha$, folglich

$$L = R (2 \pi - \varphi) + r \varphi + 2 l \sin \tfrac{1}{2} \alpha, \text{ oder}$$

$$L = 2 R \pi - (R - r) \varphi + 2 l \sin \tfrac{1}{2} \alpha \quad . . . (4.$$

Bei Riemenscheiben mit einem gekreuzten Riemen aber ist, wenn α_1 und β_1 die erhabenen Winkel a o b und A O B in Gradmaß bezeichnen, $\beta_1 = \alpha_1$. Fällt man nun aus dem Mittelpunkte o auf die Verlängerung des Halbmessers O A das Perpendikel o C, so folgt aus dem rechtwinkeligen Dreiecke O C o, wegen $O C = O o . \cos C O o$, $\cos C O o = \frac{O C}{O o}$, und da, mit Beibehaltung der in dem ersteren Falle angewendeten Bezeichnung,

Fig. 85.



$O C = R + r$ (weil $o C \parallel b A$, und $b o \parallel A C$, also $A C = b o = r$) ist, auch $\cos C O o = \frac{R + r}{l}$, sonach, wegen $C O o = \frac{1}{2} . A O B = 180 - \frac{1}{2} \alpha_1$, und wegen $\cos C O o = - \cos \frac{1}{2} \alpha_1$,

$$\cos \tfrac{1}{2} \alpha_1 = - \frac{R + r}{l} \quad . . . (5,$$

woraus sofort der Winkel α_1 berechnet werden kann.

Haben ferner S_1 und s_1 die nämliche Bedeutung, wie die Buchstaben S und s in dem vorhergehenden Falle, so ist, wegen

$$S_1 : 2 R \pi = \beta_1 : 360 = \alpha_1 : 360,$$

$$S_1 = 2 R \pi \frac{\alpha_1}{360} \quad \ldots (6,$$

und, wegen $s_1 : 2 r \pi = \alpha : 360$,

$$s_1 = 2 r \pi \frac{\alpha_1}{360} \quad \ldots (7,$$

oder, wenn φ_1 das Längenmaß des dem Winkel α_1 entsprechenden Bogens vom Halbmesser $= 1$ ist, auch

$$S_1 = R \varphi_1 \quad \ldots (6',$$

$$\text{und } s_1 = r \varphi_1 \quad \ldots (7'.$$

Ist endlich L_1 die Länge des gekreuzten Riemens, so ergibt sich, $L_1 = S_1 + A b + s_1 + a B$, und wegen $A b = a B = C o = l \sin \frac{1}{2} \alpha_1$, $L_1 = R \varphi_1 + r \varphi_1 + 2 l \sin \frac{1}{2} \alpha_1$, oder

$$L_1 = (R + r) \varphi_1 + 2 l \sin \tfrac{1}{2} \alpha_1 \quad \ldots (8.$$

Weil bei Riementrieben mit offenen Riemen gewöhnlich $\varphi < \pi$ (mit Ausnahme des seltenen Falles, in welchem die beiden mit einander arbeitenden Riemenscheiben gleich groß sind), also $(2 \pi - \varphi) > \pi$, und $R > r$, so ergibt sich aus den obigen Relationen 2' und 3', daß gewöhnlich auch $S > s$; eben so ist bei Riementrieben mit gekreuzten Riemen gewöhnlich (mit Ausnahme des oberwähnten Falles) wegen $R > r$, den Relationen 6' und 7' gemäß, auch $S_1 > s_1$. Es hängt sonach bei beiden Arten der Riementriebe die Größe der zu übertragenden Kraft unter übrigens gleichen Umständen von der Länge des vom Riemen am Umfange der kleineren der beiden Riemenscheiben umspannten Bogens.

Da ferner φ gewöhnlich $< \pi$, und φ_1 stets $> \pi$, demnach auch bei zwei Scheiben von gleichem Halbmesser stets $s < s_1$ ist, wie dieses aus den Relationen 3' und 7' hervorgeht, die Größe der Reibung des Riemens auf dem Umfange der kleineren Riemenscheibe aber unter sonst gleichen Umständen von der Länge des entsprechenden Berührungsbogens abhängt, so erhellet, daß bei einem Riementriebe mit gekreuzten Riemen eine geringere ursprüngliche Riemenspannung erforderlich ist, um das Gleiten des Riemens auf der kleineren Scheibe für eine gewisse zu übertragende Kraft zu verhindern, als unter den nämlichen Umständen bei einem solchen mit offenem Riemen, und da diesem nach (§. 114) die aus der Spannung des Riemens hervorgehende Zapfenreibung, folglich auch der durch diese bedingte Effectverlust in dem ersteren Falle kleiner ist, als im letzteren, so sind auch Riementriebe mit gekreuzten Riemen rücksichtlich der Uebertragung eines gewissen Effectes vortheilhafter, als solche mit offenen Riemen.

§. 117. Bestimmung der Uebersetzungszahl eines Riementriebes.

Findet bei einem Riementriebe die Uebertragung der Bewegung von der treibenden Riemenscheibe auf die getriebene vollkommen, d. h. ohne Gleiten des Riemens auf den Scheiben Statt, so müssen stets die Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Scheiben einander gleich sein.

Bezeichnen nun R und r die Halbmesser der beiden mit einander arbeitenden Riemenscheiben, n_R die Anzahl der Umdrehungen der ersteren und n_r der letzteren Scheibe in jeder Minute, so ist $\frac{2 R \pi n_R}{60}$ die Umfangsgeschwindigkeit der treibenden, $\frac{2 r \pi n_r}{60}$ die der getriebenen Scheibe, und es muß dem Obengesagten zu Folge in allen Fällen

$$\frac{2 R \pi n_R}{60} = \frac{2 r \pi n_r}{60}$$

sein, woraus sich sofort

$$\frac{R}{r} = \frac{n_r}{n_R}$$

ergibt. Es verhalten sich demnach die Umdrehungszahlen von zwei mit einander arbeitenden Riemenscheiben verkehrt, wie die diesen zugehörigen Halbmesser.

Ist $\frac{R}{r} = i$, so nennt man diese, den Werth des Verhältnisses $\frac{R}{r}$ bestimmende Zahl die **Uebersetzungs-** oder **Umsetzungszahl**.

§. 118. Der Treibriemen und die Riemenscheiben. Der Treibriemen wird gewöhnlich aus Riemenstücken zusammengesetzt, welche aus gutem lohgaren Kuh- oder Rindsleder, und zwar aus dem Rücken der Thiere (Kernleder) geschnitten werden. Die Zusammensetzung derselben zu einem längeren Riemenstreifen wird durch das Zusammennähen bewerkstelliget, indem die regelmäßig mit durchstochenen Löchern versehenen Riemenstückenden über einander gelegt, und durch die korrespondirend über einander liegenden Löcher dünne Riemen von Weißleder geflechtartig durchzogen und gebunden werden. Die Verbindung der Enden derart gebildeter Riemenstreifen zu einem Riemen ohne Ende geschieht entweder durch Schnallen, oder ebenfalls durch geflechtartiges Zusammennähen, oder durch Zusammenschrauben.

Es werden auch Treibbänder von Guttapercha angewendet, bei welchen die Verbindung der Enden zu einem Bande ohne Ende durch Zusammenschweißen derselben vermittelst eines heißen Eisens bewirkt wird. Da jedoch diese Bänder gegen Temperatureinflüsse (rücksichtlich der Ausdehnung) sehr empfindlich sind, und nicht so viel Adhäsion an die Riemenscheiben äußern, als Treibriemen, so werden sie verhältnißmäßig nur selten angewendet.

Die Riemenscheiben werden entweder aus Holz oder aus Gußeisen hergestellt; letztere sind rücksichtlich ihrer größeren Festigkeit und der Unwandelbarkeit des Materiales, aus welchem sie bestehen, ersteren vorzuziehen, und daher auch meistens angewendet.

Jede größere gußeiserne Riemenscheibe (über 6 Zoll Halbmesser) besteht aus dem etwas gewölbten Kranze, der Nabe und den diese beiden verbin-

denden Armen, welche sämmtlich im Ganzen gegossen werden. Die Arme, deren in der Bewegungsrichtung der Riemenscheibe liegenden Querschnittsdimensionen stets größer, als die darauf normalen (wegen Erzielung größerer Widerstandsfähigkeit derselben rücksichtlich der sie auf Festigkeit in Anspruch nehmenden Kräfte und Verhinderung eines zu großen Luftwiderstandes) zu machen sind, werden entweder gekrümmt (Fig. 82) hergestellt, um dadurch die nachtheilige Spannung, welche bei dem Erkalten des Gußes in Folge der ungleichen Zusammenziehung des sehr dünnen Kranzes und der stärkeren Arme Statt findet, und leicht ein Zerreißen verursachen kann, zu beseitigen, oder aber gerade (Fig. 83) mit verstärkenden Seitenrippen versehen.

Fig. 86.

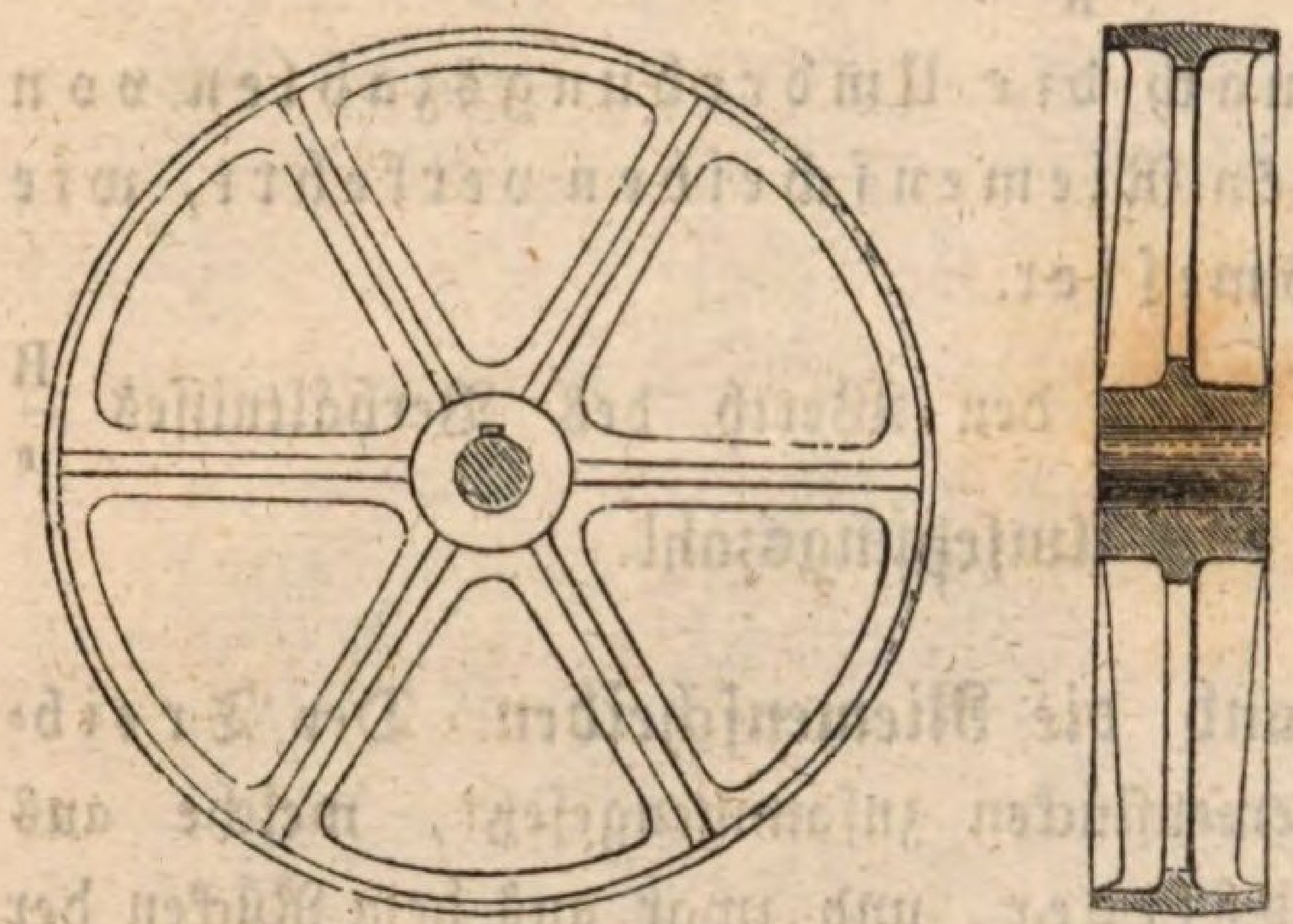


Fig. 86 stellt eine Riemenscheibe letzterer Art in einer Seitenansicht und einem Durchschnitte vor.

Sehr kleine gußeiserne Riemenscheiben gießt man voll, größere aber, bis zu einem Halbmesser von 6 Zoll, erhalten statt Armen eine volle Armscheibe, welche den Kranz mit der Nabe verbindet.

Anmerkung 1. Die Treibriemen werden durch die ihnen zugehörigen Spannungen auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen, daher die Bestimmung ihrer Breite bei gegebener Dicke, welche bei ledernen Riemen zwischen 0·13 bis 0·25 Zoll varirt, auf die, in den §§. 5 bis 8 gelehrte Weise vorzunehmen ist; nur muß stets die größte, also die während der Bewegung in dem führenden Riemenstücke vorhandene Spannung in Rechnung gebracht, und der Sicherheitscoefficient, der Erfahrung gemäß zu $\frac{1}{16}$ bis $\frac{1}{12}$ angenommen werden. — Bezeichnet N den durch einen Treibriemen zu übertragenden Effect in Pferdekräften, n die der treibenden Scheibe per Minute zukommende Umdrehungszahl, R ihren Halbmesser in Zollen, β die Breite und δ die Dicke des Treibriemens in Zollen, so kann man sich zur Berechnung der Riemenbreite auch der nachfolgenden Formel bedienen:

$$\beta = 464 \frac{N}{n \delta R} \quad . \; . \; . \; (1.$$

Es wächst demnach die Breite der Treibriemen im geraden Verhältniße mit dem zu übertragenden Effecte, und im umgekehrten mit der Geschwindigkeit derselben.

Die größte noch ohne Nachtheil anzuwendende Riemenbreite beträgt der Erfahrung gemäß 8 bis höchstens 9 Zoll, weil breitere Riemen sich in Folge ihrer ungleichförmigen Dicke ungleich recken, und sich daher auch nicht gleichmäßig an alle Punkte des Umfanges der Riemenscheibe anlegen. Ergibt sich jedoch für irgend eine zu übertragende Kraft im Wege der vor angegebenen Berechnung

eine größere Riemenbreite, so wendet man statt eines Riemens von dieser Breite zwei oder mehrere Riemen von geringerer Breite an. — In besonderen Fällen, wenn gleich selten, findet man in der Praxis Treibriemen, deren Breite 12 Zoll und auch darüber beträgt. Solche Treibriemen bestehen meistens aus zwei übereinander genäheten einfachen Riemen, sind aber sowohl wegen ihrer zu großen Steifigkeit, als auch deßwegen, daß sie insbesondere bei kleinen Scheiben ungleich gespannt werden und dadurch leicht brechen, unzweckmäßig.

Anmerkung 2. Die Breite des Scheibenkranzes macht man $= \frac{5}{4}\,\beta$, und nimmt den Halbmesser der größeren Riemenscheibe = 6 bis 7 Mal dem für die zu übertragende Kraft, nach einer der beiden Gleichungen 9 oder 10 der Anmerkung 3 des §. 31, berechneten Durchmesser der Torsionswelle.

Die Arme der Riemenscheiben werden durch die Kraft P auf respective Festigkeit in Anspruch genommen, daher die Berechnung ihrer Querschnittsdimensionen nach den in der Lehre von der relativen Festigkeit der Materialien gegebenen Regeln vorgenommen werden kann.

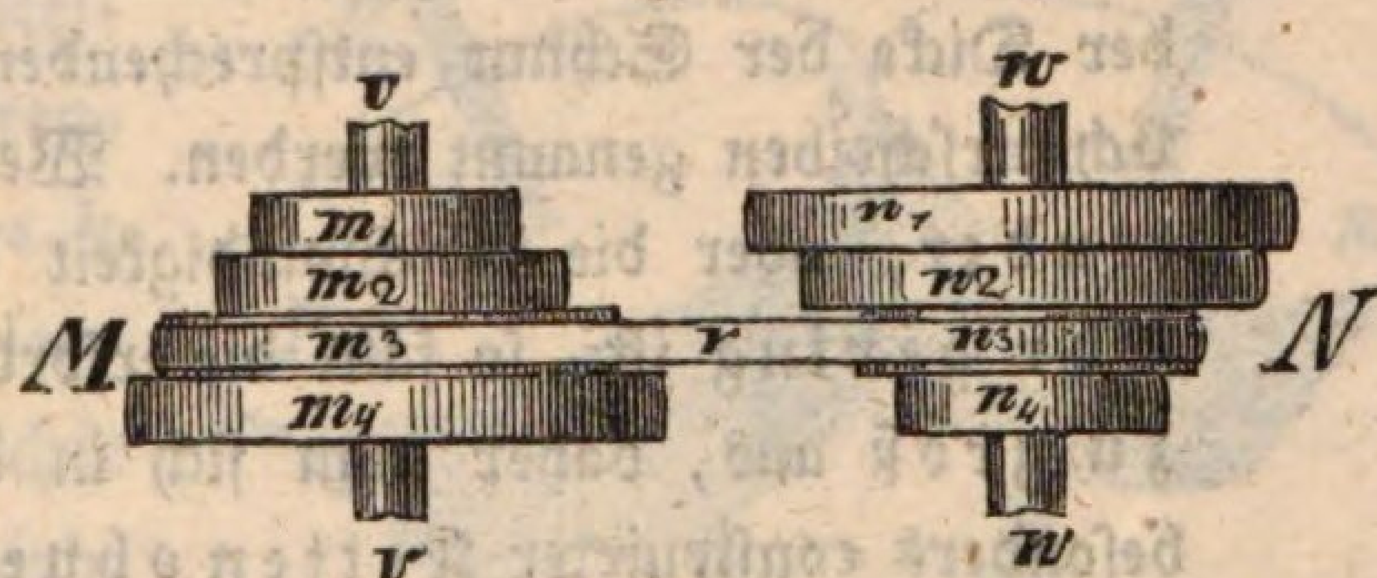
Die Metalldicke der Nabe an ihrer äußeren Fläche bestimmt man nach der empirischen Formel:

$$\delta = 0{\cdot}19 + \tfrac{1}{3}\, d_1 \;.\;.\;.\; (2,$$

wobei d_1 den Durchmesser der Welle bezeichnet, auf welcher die Riemenscheibe befestiget werden soll.

§. 119. Riemenscheibensysteme. Um das Verhältniß der Winkelgeschwindigkeiten zweier Wellen v v und w w, bei gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit der treibenden Welle, nach Bedürfniß umzuändern, (welcher Fall häufig bei Arbeitsmaschinen als: Bohrmaschinen, Drehbänken u. s. w. vorkommt), wendet man aus zwei oder mehreren Scheiben von verschiedenen Durchmessern zusammengesetzte Riemenscheiben M und N an, die gewöhnlich im Ganzen aus Gußeisen hergestellt werden. Ist nun z. B. die Welle v v die treibende, und soll, bei stets constant bleibender Winkelgeschwindigkeit derselben, die Welle w w eine kleinere Winkelgeschwindigkeit erhalten, als diejenige ist, welche durch das Verhältniß der Halbmesser der beiden Scheiben m_3 und n_3, auf denen der Riemen r (in der Figur) liegend verzeichnet ist, und durch die Geschwindigkeit der Welle v v bestimmt wird, so muß der Riemen einerseits von der Scheibe m_3 auf jene m_2, und andererseits von der Scheibe n_3 auf jene n_2 versetzt werden. Im umgekehrten Falle müßte man den Riemen von den Scheiben m_3 und n_3 auf jene m_4 und n_4 verlegen.

Fig. 87.



Anmerkung 1. Damit durch diese Versetzung des Riemens keine Verlängerung oder Verkürzung desselben Statt finde, müssen die Halbmesser der zusammengehörigen Scheiben nach einem gewissen Gesetze zu- oder abnehmen. Bei

Anwendung von gekreuzten Riemen soll die Summe der Halbmesser der correspondirenden Scheiben für alle Scheibenpaare gleich groß sein; bei offenen Riemen können dagegen die Halbmesser nur annähernd durch versuchsweise Rechnung bestimmt werden.

Anmerkung 2. Wenn die Winkelgeschwindigkeit der getriebenen Welle nur allmälig zu- oder abnehmen soll, so wendet man conische Trommeln an, auf welchen die Verschiebung und Stellung des Riemens durch ein gabelförmiges Riemeneisen bewirkt wird.

§. 120. Vortheile der Riementriebe. Riementriebe sind vorzügliche Mittel zur Fortpflanzung von schnellen Bewegungen, wenn die zu übertragenden Kräfte nur gering sind, weil man vermittelst derselben diese auf größere Entfernungen übertragen, die getriebene Achse leicht außer Thätigkeit setzen, und durch Anwendung von Riemenscheibensystemen ihre Winkelgeschwindigkeit auf ebenfalls leichte Weise modificiren kann. Ein weiterer Vortheil der Riementriebe besteht darin, daß die Treibriemen bei zufälligen, plötzlich eintretenden Widerständen, welche das gewöhnliche Maß bedeutend übersteigen, auf den Scheiben schleifen, und auf diese Weise die Theile der Maschine vor dem Bruche sichern.

Anmerkung 1. Ist die von einer Achse auf eine andere zu übertragende Kraft nur gering, so daß der für diese berechnete Riemen eine sehr geringe Breite, z. B. weniger als 2 Zoll, erhalten müßte, so wendet man in einem solchen Falle Schnüre ohne Ende von Hanf, Leder, Gedärmen oder Guttapercha an, welche über Scheiben gespannt werden, die an ihrer Umfangsfläche mit einer, der Dicke der Schnur entsprechenden, vertieften Rinne versehen sind, und Schnurscheiben genannt werden. Wenn aber die zu übertragende Kraft bedeutender, oder die Geschwindigkeit bei der Übertragung einer mäßigen Kraft sehr gering ist, so fällt die erforderliche Riemenbreite (§. 118, Anmerkung) zu groß aus, daher man sich in diesen Fällen zur Übertragung der Kraft besonders construirter Ketten ohne Ende bedient, welche über Scheiben laufen, die an ihrem Umfange gewöhnlich mit zahnförmigen, in die Kettenglieder eingreifenden Erhöhungen versehen sind. Solche Scheiben nennt man Kettenscheiben oder Kettenräder.

Anmerkung 2. Sollen zwei unter einem Winkel gegen einander geneigte Achsen vermittelst eines Riementriebes in Verbindung gebracht werden, so muß man, weil in diesem Falle die mittleren Ebenen der beiden zusammen gehörigen Riemenscheiben nicht in einer und derselben Ebene liegen, zum Behufe der nöthigen Wendung und Leitung des Riemens meistentheils kleine Rollen, Leitrollen genannt, anwenden, und dieselben bei der Anordnung eines derartigen Riementriebes so stellen, daß die Linien, in welchen sich die mittleren Ebenen der Leitrollen mit den mittleren Ebenen derjenigen Riemenscheiben, auf welchen der Riemen aufläuft, durchschneiden, mit den Mittellinien der bezüglichen Riemenstücke zusammenfallen. — Manchmal können selbst bei einer bedeutenden Abweichung der Achsen von der parallelen Lage Leitrollen entbehrt werden, wenn nämlich die beiden zusammen gehörigen Riemen-

scheiben derart gegen einander liegen, daß die an den mittleren Schnitt einer Scheibe gezogene Tangente auch den mittleren Schnitt der anderen tangirt, ferner der Riemen hinreichend lang ist, um eine Verdrehung annehmen zu können, ohne dadurch von den Scheiben abzuweichen, und derselbe endlich nicht zu sehr belastet ist.

d. Verzahnte Räder.

§. 121. Frictionsräder. Soll die continuirlich kreisförmige Bewegung von einer Achse auf eine andere, der ersteren nahe liegende und zu derselben parallele, oder mit dieser unter einem Winkel sich schneidende, mit oder ohne Änderung der Winkelgeschwindigkeit der Bewegung der letzteren fortgepflanzt werden, so kann man je nach der Lage derselben gegen einander, zwei auf diesen Achsen befestigte cylindrische (Fig. 88) oder conische Scheiben (Fig. 89) anwenden, welche sich mit ihren Umfangsflächen in einer Linie b c, die im ersteren Falle zu diesen Achsen parallel, im letzteren aber nach dem Durchschnittspunkte derselben gerichtet ist, unter einem gewissen Drucke gegen einander berühren. Wird nun die Scheibe K (Fig. 88 und 89) durch die Ingangsetzung der Achse Z Z in eine rotirende Bewegung gebracht, so nimmt sie in Folge der in der Berührungslinie der beiden Scheiben entstehenden Reibung, wenn diese größer als die Intensität des auf den Umfang der Scheibe k reducirten Widerstandes ist, diese letztere mit, wodurch sonach auch die Achse z z in rotirende Bewegung versetzt wird. Solche (cylindrische oder conische) Scheiben nennt man **Frictionsscheiben** oder **Frictionsräder**.

Fig. 88.

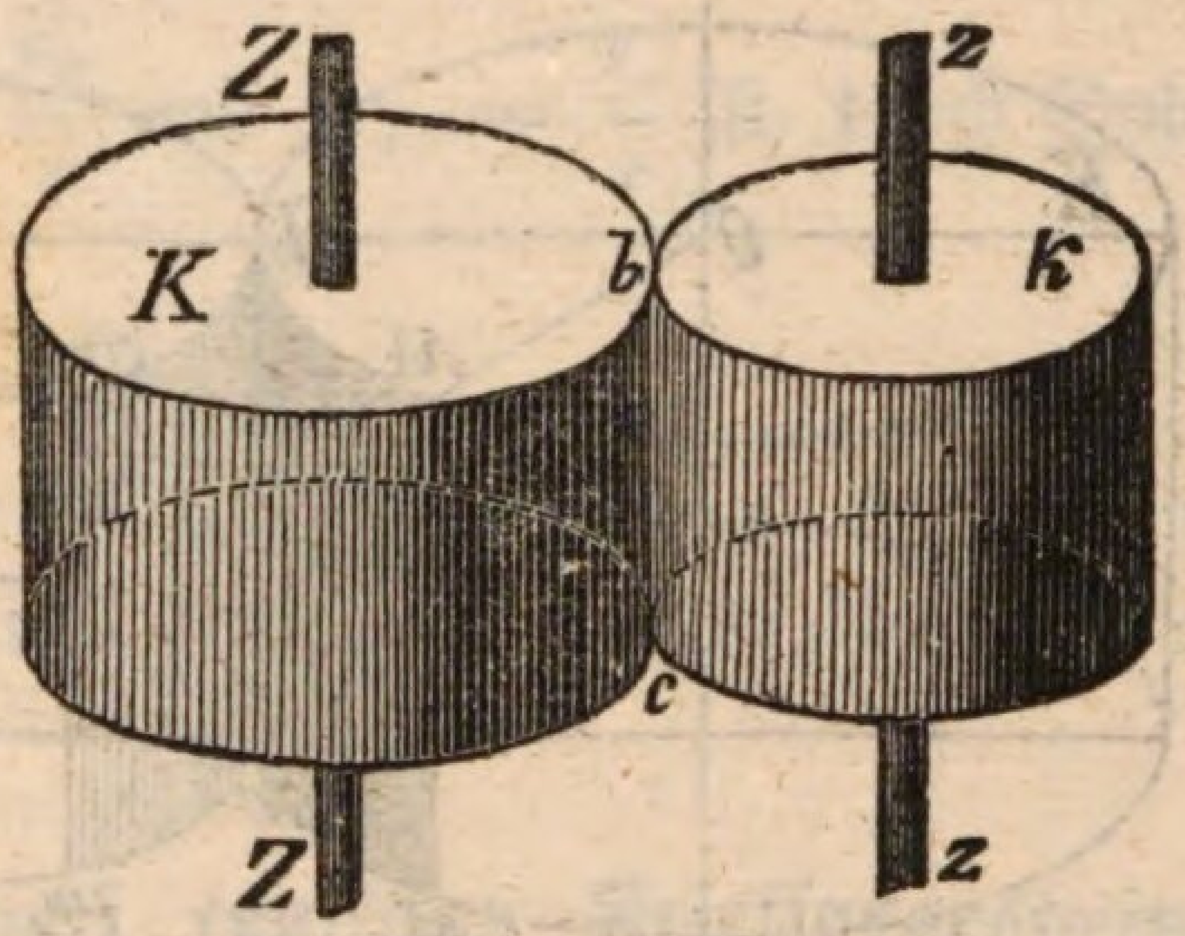
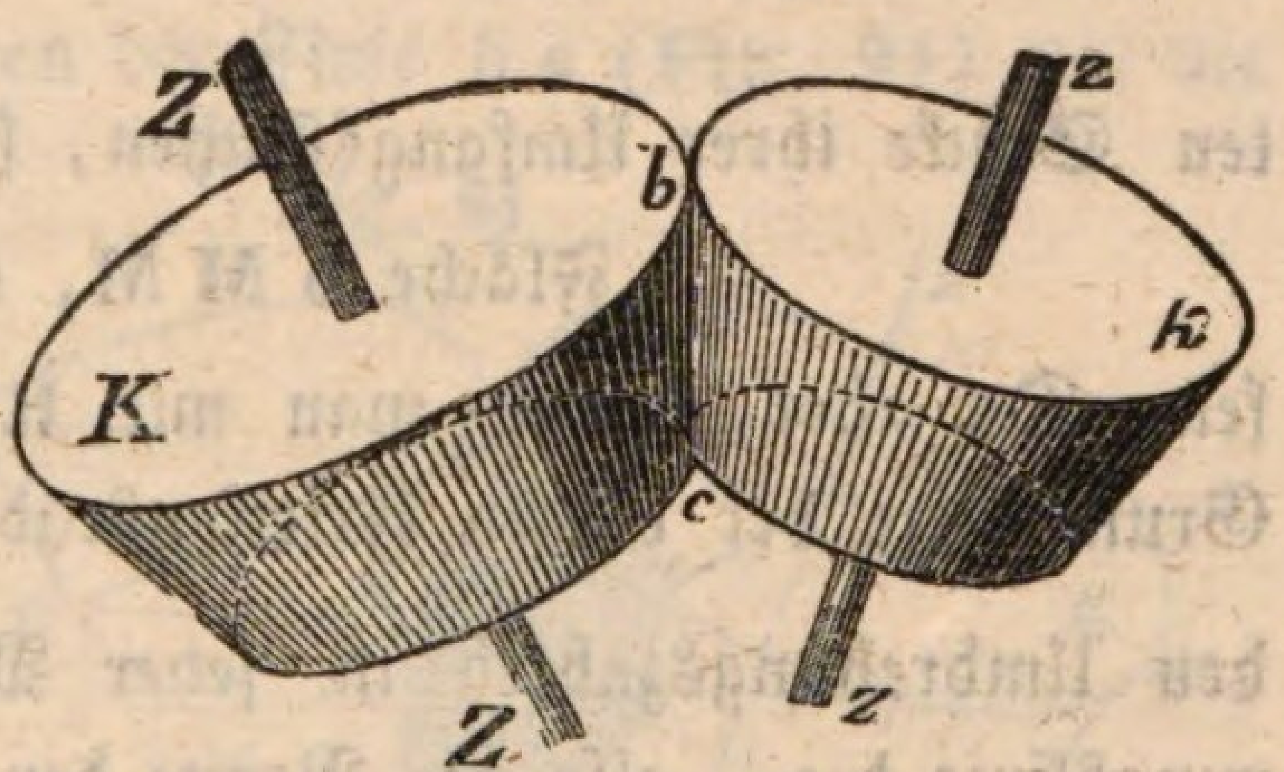


Fig. 89.

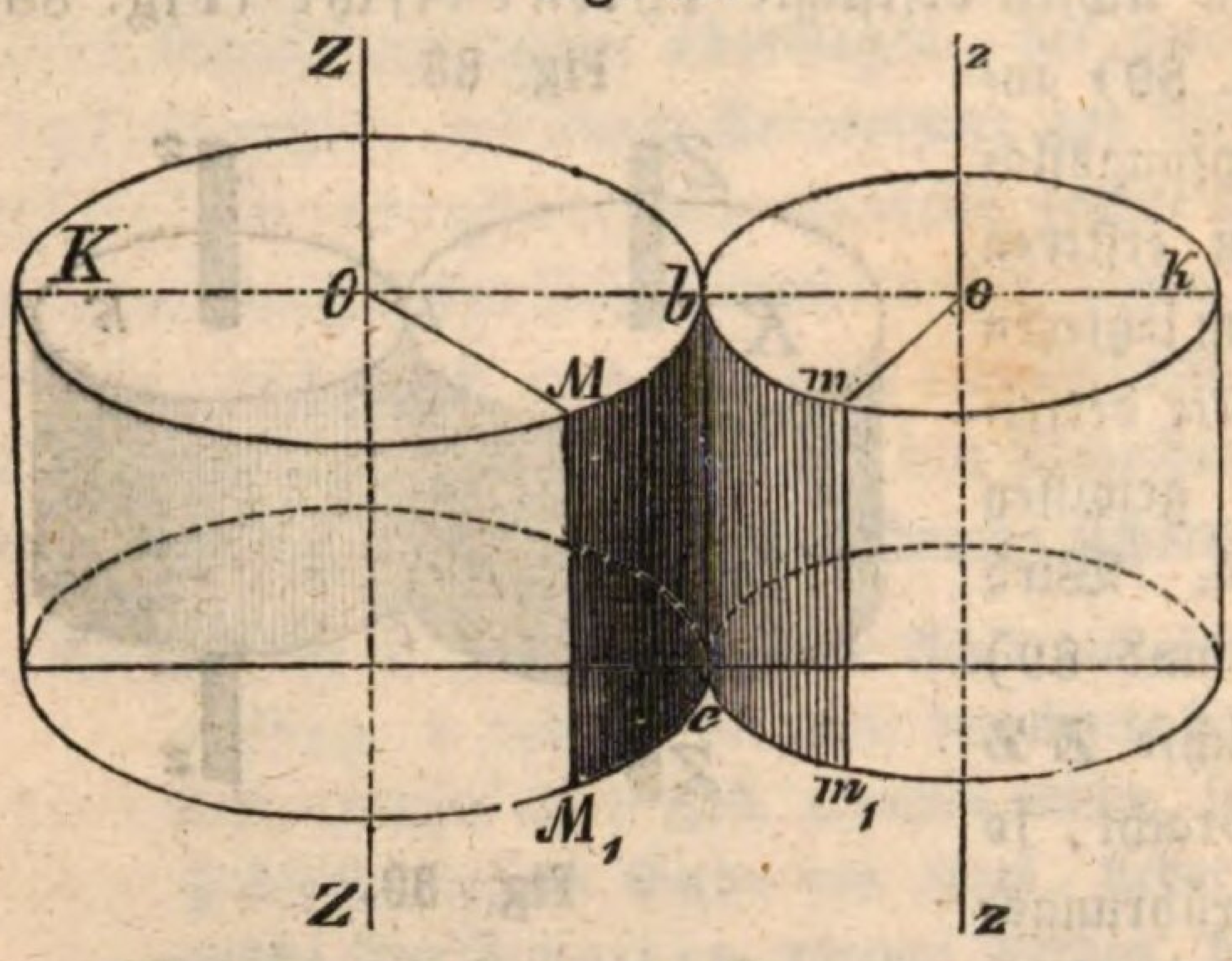


Wenn aber die continuirlich rotirende Bewegung einer Achse einer anderen vermittelst zwei mit einander arbeitenden Frictionsrädern auf eine vollkommene Weise, d. h. gleichmäßig, ohne Unterbrechung und ohne Stöße mitgetheilt werden soll, so müssen die Umfangsflächen derselben stets bloß auf einander rollen, ohne je zu gleiten, weil bei dem Eintreten des Gleitens nicht nur die gleichmäßige Einwirkung des treibenden Frictionsrades auf das getriebene aufhört, sondern auch Stöße entstehen können. Um nun diese vollkommenste Art der Fortpflanzung einer rotirenden Bewegung zu erzielen, müssen beide Frictionsräder so stark gegen einander gepreßt werden, daß die dadurch in der Berührungslinie ihrer Umfangsflächen entstehende Reibung als auf dem Umfange des treibenden Rades reducirt gedachte

und zu übertragende Kraft, in jedem Augenblicke der Bewegung dem auf den Umfang des getriebenen Frictionsrades reducirten Widerstande gleich ist, weil sonst, wenn dieser Widerstand zeitweise größer, als der Betrag der Reibung wäre, nothwendigerweise ein Gleiten der Umfangsfläche des treibenden Rades auf der des getriebenen eintreten müßte. Geschieht aber die Bewegungsübertragung von einem Frictionsrade auf das andere durch bloßes Aufeinanderrollen ihrer Umfangsflächen, so müssen, wie leicht begreiflich, die sich von einander in der nämlichen Zeit abwickelnden Stücke derselben gleich groß sein.

§. 122. Beziehungen zwischen zwei cylindrischen Frictionsrädern.

Fig. 90.



Wird daher eine der Achse **Z Z** mitgetheilte Bewegung in Folge der zwischen den beiden cylindrischen Frictionsrädern **K** und **k** (Fig. 90) Statt findenden Reibung von der erforderlichen Größe auf die Achse **z z** übertragen, und sind $b\,M\,M_1\,c$ und $b\,m\,m_1\,c$ die denselben zugehörigen, in derselben Zeit, z. B. in einer Secunde abgewickelten Stücke ihrer Umfangsflächen, so muß dem Obigen gemäß:

$$\text{Fläche } b\,M\,M_1\,c = \text{Fläche } b\,m\,m_1\,c$$

sein. Da aber, wenn man mit **R** und **r** die Halbmesser **O b** und **o b** der Grundkreise der beiden Frictionsräder, mit n_R und n_r die diesen entsprechenden Umdrehungszahlen in jeder Minute, und mit **b** die Länge der Berührungslinie **b c**, also die Breite der Räder bezeichnet, die Fläche $b\,M\,M_1\,c =$ $= \frac{2\,\pi\,R\,b\,n_R}{60}$, und die Fläche $b\,m\,m_1\,c = \frac{2\,\pi\,r\,b\,n_r}{60}$ ist, so muß auch

$$\frac{2\,\pi\,R\,b\,n_R}{60} = \frac{2\,\pi\,r\,b\,n_r}{60}$$

sein, woraus sofort $R\,n_R = r\,n_r$, also

$$\frac{R}{r} = \frac{n_r}{n_R} \;\ldots\; (1$$

folgt; es verhalten sich demnach die den beiden mit einander arbeitenden Frictionsrädern zugehörigen Umdrehungszahlen verkehrt, wie ihre Halbmesser.

Sind ferner w_R und w_r die der rotirenden Bewegung der beiden Frictionsräder entsprechenden Winkelgeschwindigkeiten, so ist $w_R = \frac{2\pi n_R}{60} = \frac{\pi n_R}{30}$ und $w_r = \frac{\pi n_r}{30}$, woraus $n_R = \frac{30 w_R}{\pi}$ und $n_r = \frac{30 w_r}{\pi}$, und durch Substitution dieser letzteren Werthe in der Relation 1,

$$\frac{R}{r} = \frac{w_r}{w_R} \ldots (2$$

sich ergibt; es bleiben sonach, unter der obigen Voraussetzung, die Winkelgeschwindigkeiten der beiden Räder stets in dem umgekehrten und constanten Verhältnisse der Halbmesser zu einander.

Bezeichnen endlich v_R und v_r die Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Frictionsräder, so findet man, da $w_R = \frac{v_R}{r}$ und $w_r = \frac{v_r}{r}$ ist, durch Substitution dieser Werthe in der Relation 2:

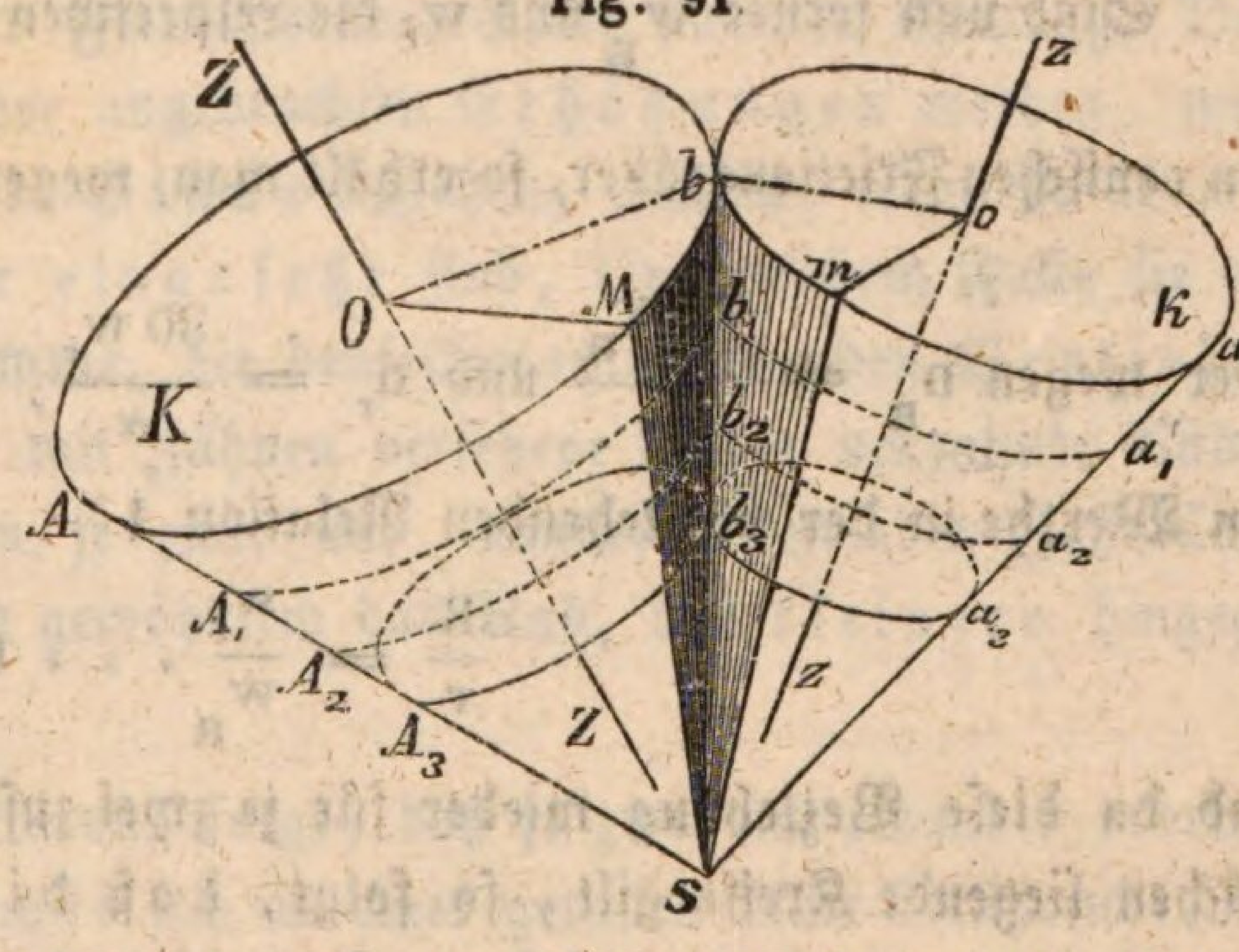
$$v_R = v_r \ldots (3;$$

es entspricht daher je zwei Berührungspunkten der Umfangsflächen der beiden cylindrischen Frictionsräder dieselbe Geschwindigkeit.

§. 123. Beziehungen zwischen zwei conischen Frictionsrädern.

Dieselben Beziehungen finden auch bei conischen Frictionsrädern Statt. Denn sind K und k zwei durch die Rotation der Linie b s (Fig. 91) um die Achsen Z s und um z s erzeugte Kegelflächen, welche sich unter einem der zu übertragenden Kraft entsprechenden Drucke gegen einander in der Linie b s berühren, so müssen unter der Voraussetzung, daß sie während der Übertragung der Bewegung continuirlich auf einander rollen, ihre Theile, welche in der nämlichen Zeit durch die Berührungslinie b s durchgehen, ebenfalls einander gleich sein, weil die Berührung der Kegelflächen für alle auf einander folgenden in der Linie b s liegenden Punkte stets in zwei Kreislinien $b_1 A_1$ und $b_1 a_1$, $b_2 A_2$ und $b_2 a_2$, $b_3 A_3$ und $b_3 a_3$ u. s. w. erfolgt, welche sich durch den Durchschnitt von je zwei durch die Punkte b_1, b_2, b_3, u. s. w. der gemeinschaftlichen Berührungslinie b s normal auf die Achsen Z s und z s gelegten Ebenen mit den bezüglichen Kegelflächen K und k ergeben.

Fig. 91



Sind daher b M s und b m s zwei sich in der nämlichen Zeit, z. B. in einer Secunde während der Bewegung abwickelnde Stücke der beiden Kegelflächen K und k, so muß dem Obigen gemäß,

$$\text{Fläche } bMs = \text{Fläche } bms$$

sein. Weil aber, wenn man mit R und r die Halbmesser O b und o b der Grundkreise der beiden Kegelflächen K und k, mit n_R und n_r die diesen entsprechenden Umdrehungszahlen in jeder Minute, und mit l die Länge der gemeinschaftlichen Berührungslinie b s bezeichnet, die Fläche $bMs = \frac{\pi R l n_R}{60}$, und die Fläche $bms = \frac{\pi r l n_r}{60}$ ist, so muß dem eben Gesagten gemäß, auch

$$\frac{\pi R l n_R}{60} = \frac{\pi r l n_r}{60}$$

sein, woraus sich sofort $R n_R = r n_r$, oder

$$\frac{R}{r} = \frac{n_r}{n_R} \ldots (1$$

ergibt, und da dieses für je zwei zusammengehörige Durchschnittskreise der beiden Kegelflächen nachgewiesen werden kann, so **verhalten sich die Umdrehungszahlen von zwei mit einander arbeitenden conischen Frictionsrädern ebenfalls verkehrt, wie die Halbmesser zweier zusammengehörigen, an ihren Umfangsflächen liegenden Kreislinien.**

Sind nun ferner w_R und w_r die respectiven Winkelgeschwindigkeiten der beiden conischen Frictionsräder, so erhält man, wegen $w_R = \frac{\pi n_R}{30}$ und $w_r = \frac{\pi n_r}{30}$, oder wegen $n_R = \frac{30 w_R}{\pi}$ und $n_r = \frac{30 w_r}{\pi}$, durch Substitution dieser letzteren Werthe in der vorstehenden Relation 1:

$$\frac{R}{r} = \frac{w_r}{w_R} \ldots (2,$$

und da diese Beziehung wieder für je zwei zusammengehörige, auf den Kegelflächen liegende Kreise gilt, so folgt, **daß die Winkelgeschwindigkeiten von zwei conischen Frictionsrädern auch stets in dem umgekehrten und constanten Verhältnisse der Halbmesser zweier zusammengehörigen, an ihren Umfangsflächen liegenden Kreislinien verbleiben.**

Wenn endlich v_R und v_r die Umfangsgeschwindigkeiten der Grundkreise

der beiden Kegelflächen bezeichnen, so folgt aus der Relation 2, wegen

$w_R = \frac{v_R}{R}$ und $w_r = \frac{v_r}{r}$,

$$v_R = v_r \ldots (3;$$

und da diese Relation für die Umfänge irgend zweier zusammen gehörigen Kreisdurchschnitte der Kegelflächen abgeleitet werden kann, so erhellet, daß je zwei zusammengehörigen Kreislinien der beiden conischen Frictionsräder die nämliche Umfangsgeschwindigkeit entspricht.

§. 124. **Verzahnte Räder. Erklärungen.** Wenn aber der auf den Umfang des getriebenen Frictionsrades K (Fig. 88 und 89) reduzirte Widerstand groß ist, oder Stöße und plötzliche Geschwindigkeitsänderungen während der Bewegung vorkommen, so ist es schwierig, die Bewegung dem getriebenen Rade bloß durch die zwischen den Umfangsflächen der beiden mit einander arbeitenden Frictionsräder Statt findende Reibung ohne Gleiten mitzutheilen, weil diese, folglich auch die Pressung der Räder gegen einander bedeutend sein müßte, und dadurch nicht nur die schädlichen Widerstände vergrößert, sondern auch eine zu große Abnützung der Frictionsräder an ihren Umfängen verursacht werden würde. In diesem Falle versieht man die beiden Räder an ihren Umfangsflächen mit derartig geformten Erhöhungen und Vertiefungen, daß die Erhöhungen des einen Rades in die entsprechenden Vertiefungen des anderen, und auch umgekehrt passen, und vermittelst derselben die Bewegung der beiden Räder eben so erfolgt, wie durch die bei bloßer Berührung der Umfangsflächen zweier Frictionsräder Statt findende Reibung. Diese an den Umfangsflächen der Räder angebrachten Erhöhungen werden, wenn sie mit dem Rade aus einem Stücke bestehen, **Zähne**, wenn sie aber an den Umfangsflächen der Räder eingesetzt sind, (in welchem Falle sie aus Holz angefertiget werden), **Kämme**, die denselben entsprechenden Vertiefungen **Zahnlücken**, und solche mit Zähnen versehene Räder **verzahnte Räder**, oder **Zahnräder** genannt. Von je zwei mit einander arbeitenden Zahnrädern heißt das größere von beiden gewöhnlich das **Rad**, das kleinere hingegen das **Getriebe**.

Aus der vorstehenden Erklärung folgt, daß je zwei mit einander arbeitenden verzahnten Rädern stets zwei sich in einer geraden Linie berührende Rotationsflächen entsprechen, welche als die Umfangsflächen zweier Frictionsräder zu betrachten sind, und bei cylindrischen Zahnrädern die zusammen gehörigen **Grund- oder Berührungscylinder**, bei conischen hingegen die **Grund- oder Berührungskegel** genannt werden. Durch den Durchschnitt von zwei solchen zusammen gehörigen Berührungsflächen mit zwei durch den äußersten der sämmtlichen gemeinschaftlichen Berührungspunkte derselben normal auf ihre geometrischen Achsen geführten Ebenen entstehen zwei sich

berührende Kreise, denen eine gleiche Umfangsgeschwindigkeit entspricht, und welche man, weil sie der Construction der Verzahnung zu Grunde gelegt werden, die **Grundkreise**, oder, weil auch die Eintheilung der Zähne auf diesen vorgenommen wird, die **Theilkreise** oder **Theilrisse** der beiden verzahnten Räder, und ihre Halbmesser die **Theilrißhalbmesser** oder auch schlechthin die **Halbmesser der Räder** nennt. Die gerade Linie, welche die beiden Mittelpunkte der Theilkreise zweier zusammen arbeitenden cylindrischen Zahnräder mit einander verbindet, heißt die **Mittelpunktslinie**.

Anmerkung. Eigentlich sollte das treibende der beiden Zahnräder das Treibrad oder das Rad, und das getriebene das Getriebe genannt werden.

§. 125. **Eintheilung der verzahnten Räder.** Man theilt die am häufigsten in der Anwendung stehenden verzahnten Räder in **cylindrische, conische** oder **Kegelräder** und in **Kamm-** oder **Kronräder** ein, je nachdem die Zähne auf den Umfangsflächen cylindrischer oder conischer Scheiben angebracht, oder aber an einer der beiden Seitenflächen einer cylindrischen Scheibe senkrecht eingesetzt sind. Sind die Zähne an den äußeren Umfangsflächen der Scheiben angebracht, so nennt man solche Räder **Räder mit äußerer Verzahnung**, hingegen wenn sie an den inneren Umfangsflächen derselben festsitzen, **Räder mit innerer Verzahnung**. Cylindrische Räder mit äußerer Verzahnung werden auch **Stirnräder** genannt.

Getriebe, bei welchen die Zähne mit ihren Enden in zwei zu einander parallelen und gegen die Achse normalen Scheiben (von Holz) parallel zu derselben befestiget sind, werden **Trillinge**, wenn sie klein, und **Drehlinge**, wenn sie größer sind, genannt; die meistens cylindrisch, manchmal aber conisch geformten Zähne derselben heißen **Triebstöke**. Sind die Zähne unmittelbar an dem Umfange einer Welle eingesetzt, oder in dieser eingearbeitet, so nennt man ein derartiges Getriebe einen **Kumpf**, und die Zähne desselben die **Stäbe**.

Während die cylindrischen Räder für zwei parallele, die conischen aber für zwei unter einem Winkel gegen einander geneigte und verlängert sich schneidende Achsen gebraucht werden, bringt man für zwei in geringer Entfernung von einander und unter einem rechten Winkel gegen einander liegende und sich nicht schneidende Achsen die **Schraube ohne Ende**, bestehend aus einer auf einer der beiden Achsen angebrachten Schraube, deren Gänge zwischen die schräg gestellten Zähne eines auf der anderen Achse befestigten Stirnrades eingreifen, zur Anwendung.

§. 126. **Bedingungen für die Construction der Verzahnung.** Da, dem Obigen (§. 124) gemäß, die Bewegungsübertragung von einer Achse auf eine andere vermittelst zwei verzahnten Rädern auf eben dieselbe Weise vor sich gehen soll, wie vermittelst zwei ohne Gleitung über einander hinrollenden Frictionsrädern, so müssen die Zähne derselben eine gewisse

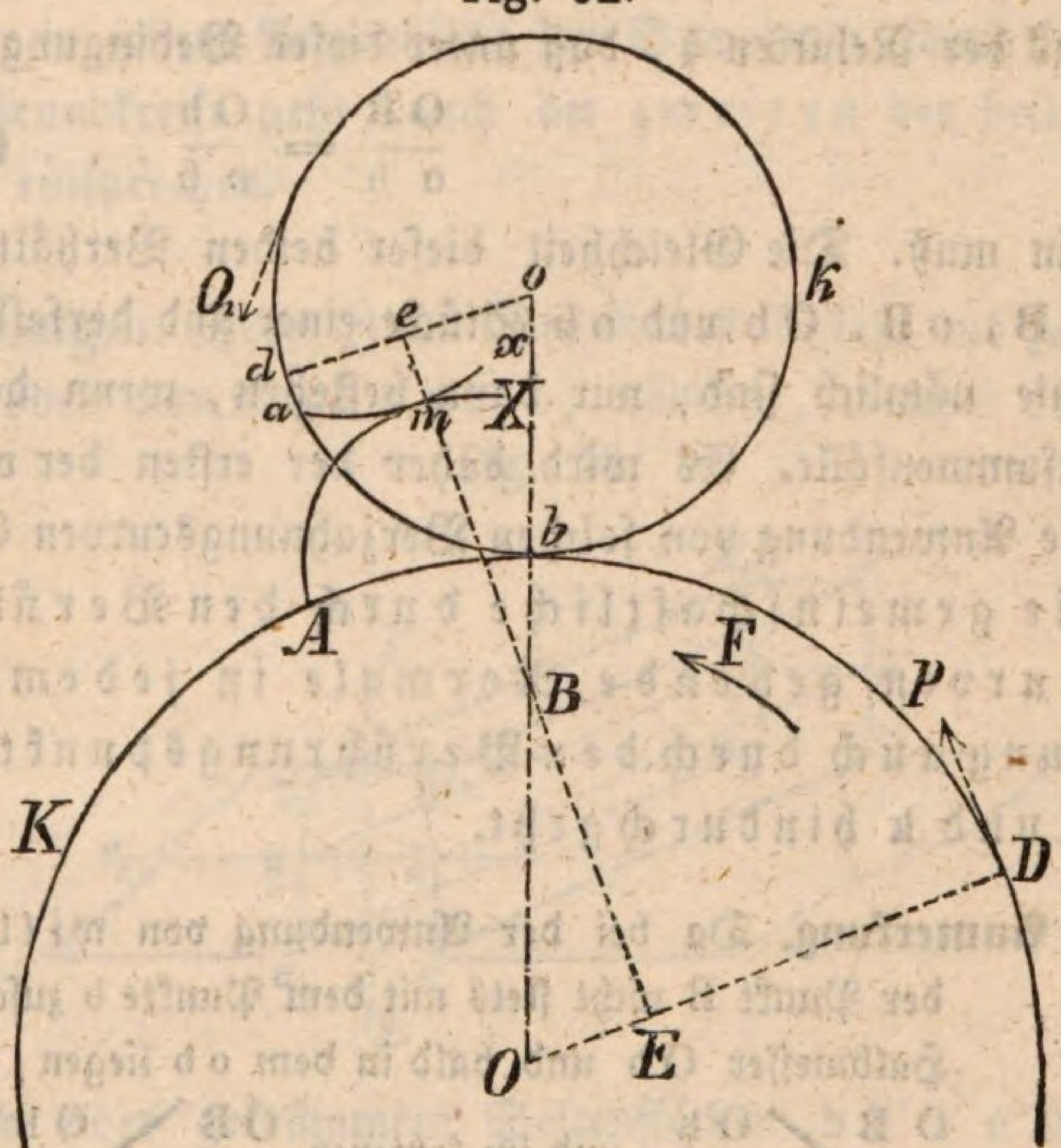
Form erhalten, damit sie nachfolgenden, aus der Bewegungsübertragung durch Frictionsräder sich ergebenden zwei Bedingungen zu genügen vermögen:

1. Muß die auf den Umfang des treibenden Zahnrades reduzirte Kraft in jedem Augenblicke der Bewegung mit dem auf den Umfang des getriebenen reduzirten Widerstande im Gleichgewichte stehen.

2. Muß die Uebertragung der Bewegung von einem Rade auf das andere, mit dem ersteren zusammen arbeitenden, vollkommen, d. h. gleichmäßig, ohne Unterbrechung und ohne Stöße Statt finden, daher die Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Zahnräder in jedem Augenblicke der Bewegung gleich groß sein müssen.

§. 127. Sind daher **K** und **k** (Fig. 92) zwei um ihre Mittelpunkte **O** und **o** rotirend gedachte, und in dem Punkte **b** sich berührende Grundkreise zweier mit einander arbeitenden verzahnten Räder, **A X** und **a x** aber zwei steife, mit diesen Kreisen fest verbundene Curven, **Verzahnungscurven** oder **Zahncurven** genannt, (von denen die erstere an der äußeren Peripherie des Kreises **K**, letztere aber an der inneren des Kreises **k** angebracht ist), welche derart geformt sind, daß durch die stetige Berührung derselben die nach dem Pfeile **F** gerichtete rotirende Bewegung des Grundkreises **K** dem zweiten **k** mitgetheilt wird, und dabei der in den auf einander folgenden Berührungspunkten **m** der beiden Curven Statt findende Druck **p** beständig in der Richtung der gemeinschaftlichen Normale **E e** derselben wirkt, ist ferner **P** die auf den Umfang des Grundkreises **K** reduzirt gedachte Kraft, und **Q** der auf den Umfang des Grundkreises **k** reduzirt gedachte Widerstand, welchen die Kraft **P** zu überwinden hat, und man fällt aus den Mittelpunkten **O** und **o** der beiden Grundkreise auf die Richtung der Normale **E e** die beiden Perpendikel **O D** und **o d**, so müssen nach statischen Gesetzen folgende zwei Relationen bestehen:

Fig. 92.



$$P.OD = p.OE,$$
$$\text{und } Q.od = p.oe,$$

oder, weil $OD = Ob$ und $od = ob$, auch

$$P.Ob = p.OE \ldots (1,$$
$$\text{und } Q.ob = p.oe \ldots (2.$$

Dividirt man die Gleichung 1 durch 2, so wird

$$\frac{P}{Q} \cdot \frac{Ob}{ob} = \frac{OE}{oe} \ldots (3.$$

Nun ist wegen der Aehnlichkeit der Dreiecke OBE und oBe: $\frac{OE}{oe} = \frac{OB}{oB}$, daher sich durch Substitution dieses Werthes in der Relation 3 nachfolgende ergibt:

$$\frac{P}{Q} \cdot \frac{Ob}{ob} = \frac{OB}{oB} \ldots (4.$$

Da aber der ersten der beiden obangegebenen Bedingungen (§. 126) gemäß in jedem Augenblicke der Bewegung $P = Q$, also $\frac{P}{Q} = 1$ sein soll, so folgt aus der Relation 4, daß unter dieser Bedingung auch stets

$$\frac{OB}{oB} = \frac{Ob}{ob} \ldots (5$$

sein muß. Die Gleichheit dieser beiden Verhältnisse kann aber, da die Linien OB, oB, Ob und ob Stücke einer und derselben Geraden, der Mittelpunktslinie nämlich sind, nur dann bestehen, wenn der Punkt B mit dem Punkte b zusammenfällt. Es wird daher der ersten der obigen zwei Bedingungen durch die Anwendung von solchen Verzahnungscurven Genüge geleistet, für welche die gemeinschaftliche durch den Berührungspunkt der beiden Curven gehende Normale in jedem Augenblicke der Bewegung auch durch den Berührungspunkt der beiden Grundkreise K und k hindurchgeht.

Anmerkung. Da bei der Anwendung von willkührlichen Verzahnungscurven der Punkt B nicht stets mit dem Punkte b zusammenfallen, sondern bald in dem Halbmesser Ob und bald in dem ob liegen, in dem ersteren Falle aber immer $\frac{OB}{oB} < \frac{Ob}{ob}$, und im letzteren $\frac{OB}{oB} > \frac{Ob}{ob}$ sich ergeben würde, so folgt aus der Relation 4, daß unter dieser Voraussetzung die Kraft P auch nicht fortwährend dem Widerstande Q gleich sein könnte, sondern in dem ersteren Falle stets $P < Q$ und im letzteren $P > Q$ würde, daher die Uebertragung der Bewegung auf eine ungleichförmige Weise vor sich gehen müßte.

§. 128. Bezeichnet man mit V und v die Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Grundkreise K und k (Fig. 92), und mit c die Geschwindigkeit des Berührungspunktes m der beiden Verzahnungscurven A X und a x in der Richtung

der gemeinschaftlichen Normale **E e**, folglich auch die Geschwindigkeit der beiden Punkte **E** und **e**, so muß, wegen $\frac{V}{c} = \frac{OD}{OE}$ und $\frac{c}{v} = \frac{oe}{od}$,

$$\frac{V}{v} = \frac{OD}{OE} \cdot \frac{oe}{od} = \frac{OD}{od} \cdot \frac{oe}{OE},$$

und, wegen $\frac{OD}{od} = \frac{Ob}{ob}$, auch

$$\frac{V}{v} = \frac{Ob}{ob} \cdot \frac{oe}{OE},$$

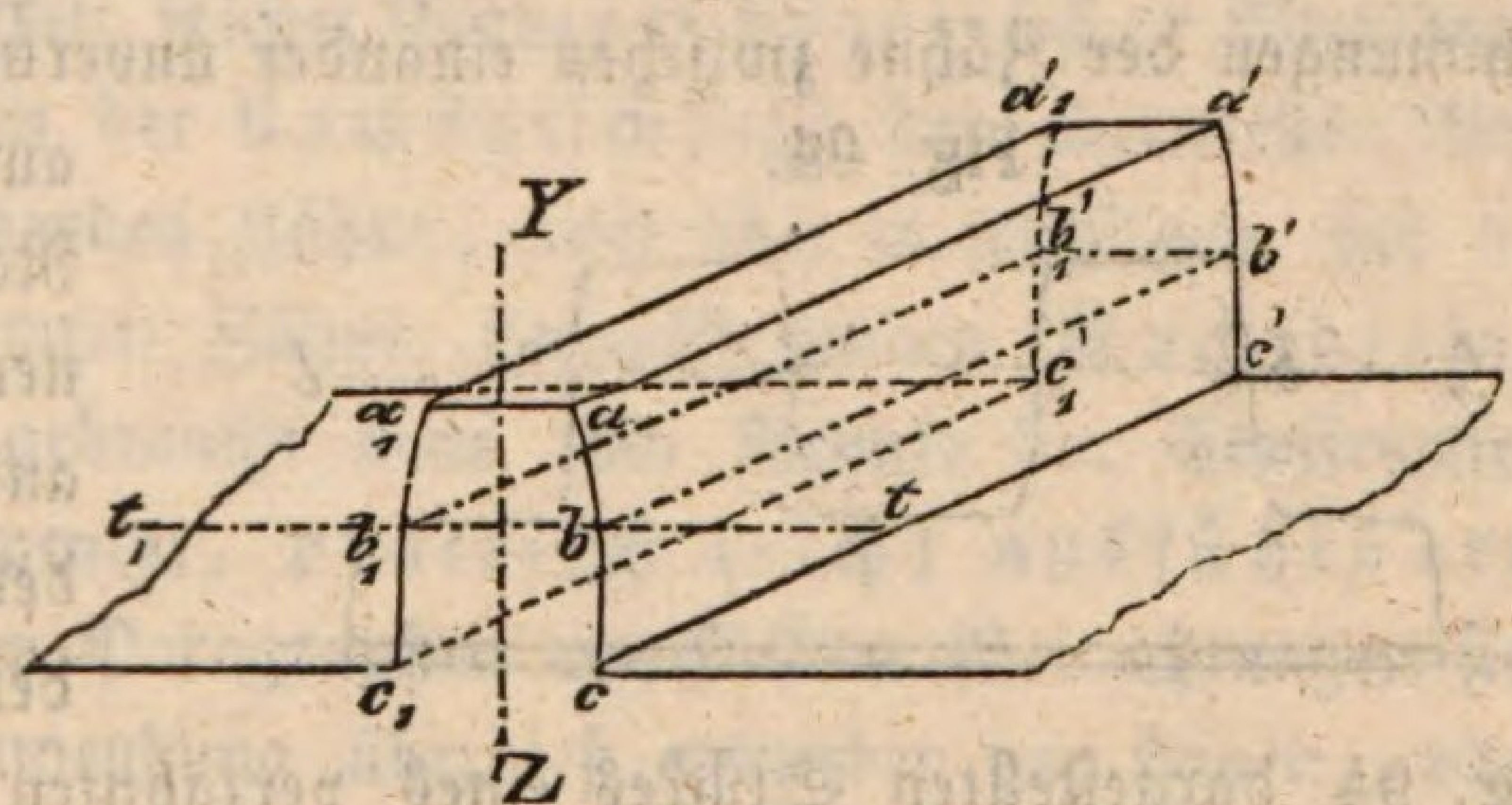
sein. Dem vorhergehenden Paragraphe gemäß ist aber $\frac{oe}{OE} = \frac{oB}{OB}$, daher wird

$$\frac{V}{v} = \frac{Ob}{ob} \cdot \frac{oB}{OB},$$

und da zur Erfüllung der ersten der beiden in dem §. 126 aufgestellten Bedingungen (nach §. 127, Gleichung 5) nothwendigerweise $\frac{OB}{oB} = \frac{OB}{ob}$ sein muß, so ergibt sich für diese Voraussetzung aus der letzten Relation $\frac{V}{v} = 1$, oder **V** = **v**. Es wird sonach durch Anwendung von solchen Verzahnungscurven deren gemeinschaftliche Normale in jedem Augenblicke der Bewegung durch den Berührungspunkt der beiden Grundkreise geht, auch der zweiten der beiden oben aufgestellten Bedingungen entsprochen.

§. 129. Weitere Erklärungen. Jeder Zahn eines Rades besteht aus zwei Theilen, aus dem **Kopftheil** oder dem **Kopf** $b\,a\,a_1\,b_1$ nämlich, welcher über dem Theilriß $t\,t_1$, und aus dem **Fußtheil**, dem **Fuß** oder der **Wurzel** $b\,c\,c_1\,b_1$, welcher unter diesem liegt. Die den Kopftheil begrenzenden, gewöhnlich gekrümmten Seitenflächen $b\,b'\,a'\,a$ und $b_1\,b'_1\,a'_1\,a_1$ bilden die **Zahnwölbungen**, die den Fußtheil umhüllenden geraden oder gekrümmten Seitenflächen $b\,b'\,c'\,c$ und $b_1\,b'_1\,c'_1\,c_1$ aber die **Seiten** oder die **Flanken** des Zahnes.

Fig. 93.



Die Zähne der Räder macht man gewöhnlich symmetrisch, indem man ihrer Rückseite eine der Vorderseite derselben gleiche Zahnwölbung und gleich geformte Flanke gibt, so daß jeder Zahn durch eine zur Theilrißebene $b\,b'\,b'_1\,b_1$ normale und durch die Achse des Rades geführte Ebene **YZ** in zwei vollkommen gleiche Hälften getheilt werden kann. Der Grund dieser Anordnung ist darin zu suchen, daß einestheils die verzahnten Räder bei den meisten Maschinen manchmal zufällig, oft aber absichtlich und bedingt durch die Wirkungsweise derselben nach verkehrter

Richtung bewegt werden, und in diesem Falle ebenfalls richtig in einander greifen müssen, anderentheils aber ihre symmetrische Form nützlich ist, weil man durch diese in den Stand gesetzt wird, ein Rad umzulegen, d. h. die rückseitigen Flächen der Zähne desselben mit den Zähnen des zugehörigen zweiten Rades zum Eingriffe zu bringen, wenn die vorderseitigen durch längeren Gebrauch ihre ursprüngliche regelrechte Form verloren haben.

Die auf dem Theilkreise $t\,t_1$ gemessene Dimension $b\,b_1$ eines Zahnes nennt man seine **Dicke**; die bei cylindrischen Rädern parallel zur Achse derselben und bei Kegelrädern nach der Spitze ihrer Grundkegel gerichtete Dimension $b\,b'$ seine **Breite**, und die bei cylindrischen Rädern nach radialer Richtung, bei Kegelrädern aber auf einer Richtungslinie, welche durch einen Punkt ihrer Theilkreise normal gegen eine Seite ihrer Grundkegel gezogen wird, (also nach der Spitze des Ergänzungskegels hin) gemessene Dimension eines Zahnes die **Länge** oder die **Höhe** desselben. Die Fläche $a\,a'\,a'_1\,a_1$, welche die Länge des Zahnes begrenzt, nennt man die **Stirnfläche**, während die beiden Flächen $a\,c\,c_1\,a_1$ und $a'\,c'\,c'_1\,a'_1$, welche die Grenzen der Breite desselben bilden, die **Endflächen** heißen.

§. 130. Begriff der Theilung; ihre Größe. Sollen zwei mit einander arbeitende verzahnte Räder eine gleiche Umfangsgeschwindigkeit haben, so müssen die Zähne derselben (den vorstehenden Paragraphen gemäß) nicht nur eine bestimmte Form erhalten, sondern sie müssen auch auf beiden Rädern gleich weit von einander abstehen, weil sonst Stöße oder aber Einklemmungen der Zähne zwischen einander unvermeidlich eintreten würden. Diese auf den Theilkreisen der beiden Räder als Bögen aufgetragenen Abstände der Zähne von einander nennt man die **Theilung** derselben; so ist z. B. der auf dem Theilkreise $t\,t_1$ des durch

Fig. 94.

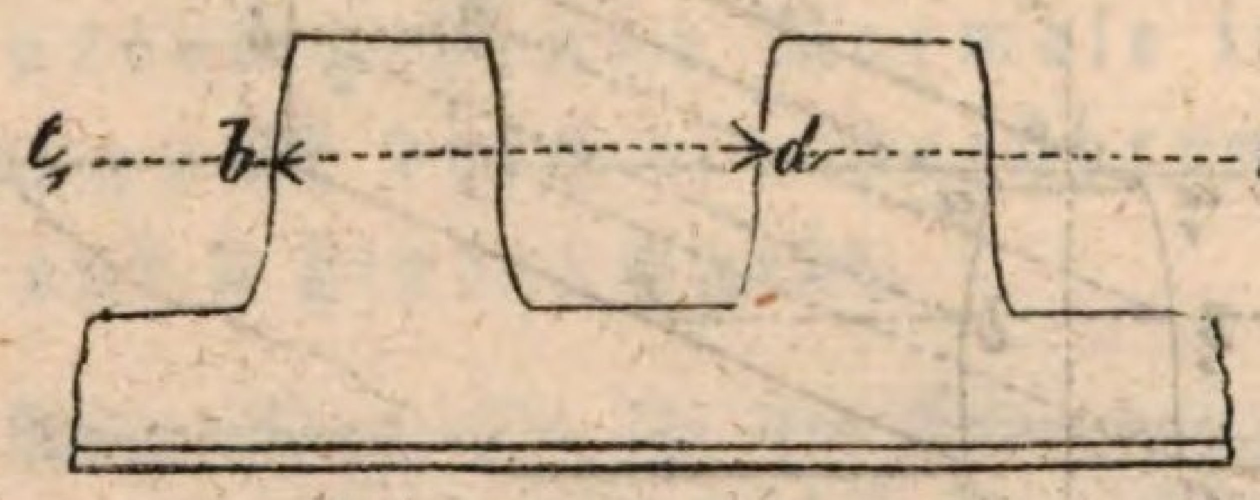


Fig. 94 dargestellten Stückes eines verzahnten Rades gemessene Bogen **b d** seine Theilung. Da sich aber zwischen je zwei Zähnen eines Rades die von diesen gebildete Zahnlücke befindet, so umfaßt die Theilung stets einen Zahn und eine Zahnlücke, ist demnach gleich der Summe aus der Zahndicke und der Weite der Zahnlücke.

Von theoretischem Standpunkte betrachtet sollte die Weite der Zahnlücke eines Rades der Zahndicke des anderen mit demselben arbeitenden gleich sein. Da aber wegen der Unvollkommenheit in der practischen Ausführung der Verzahnungen in diesem Falle ein Einklemmen der Zähne zu besorgen wäre, so macht man stets die Weite der Zahnlücke eines Rades gleich der Zahndicke des in dasselbe eingreifenden, vermehrt um die Größe eines Spielraumes,

welcher bei zwei zusammen arbeitenden Rädern mit eisernen Zähnen, deren Dicke in einem solchen Falle bei beiden Rädern gleich groß zu nehmen ist, zu $\frac{1}{10}$, bei einer sehr genau ausgeführten Verzahnung aber bis zu $\frac{1}{15}$ der gemeinschaftlichen Zahndicke herab angenommen wird. Sind aber die Zähne des einen (größeren) Rades von Holz und die des mit demselben arbeitenden (Getriebes) von Eisen, so macht man die Größe des Spielraumes bei einer sorgfältigen Ausführung der Verzahnung gleich $\frac{1}{10}$ der Dicke des hölzernen Zahnes.

Anmerkung. Nimmt man nun für beide Fälle $\frac{1}{10}$ als Mittelwerth der Größe des Spielraumes an, und bezeichnet mit δ die Zahndicke eines eisernen, mit δ_1 dieselbe Dimension eines hölzernen Zahnes und endlich mit t und t_1 die diesen beiden Fällen entsprechenden Theilungen, so ergibt sich, dem Vorhergehenden gemäß, die Theilung von zwei zusammen arbeitenden Rädern mit eisernen Zähnen

$$t = \delta + \delta + 0{\cdot}1\ \delta = 2{\cdot}1\ \delta \ . \ . \ . \ (1,$$

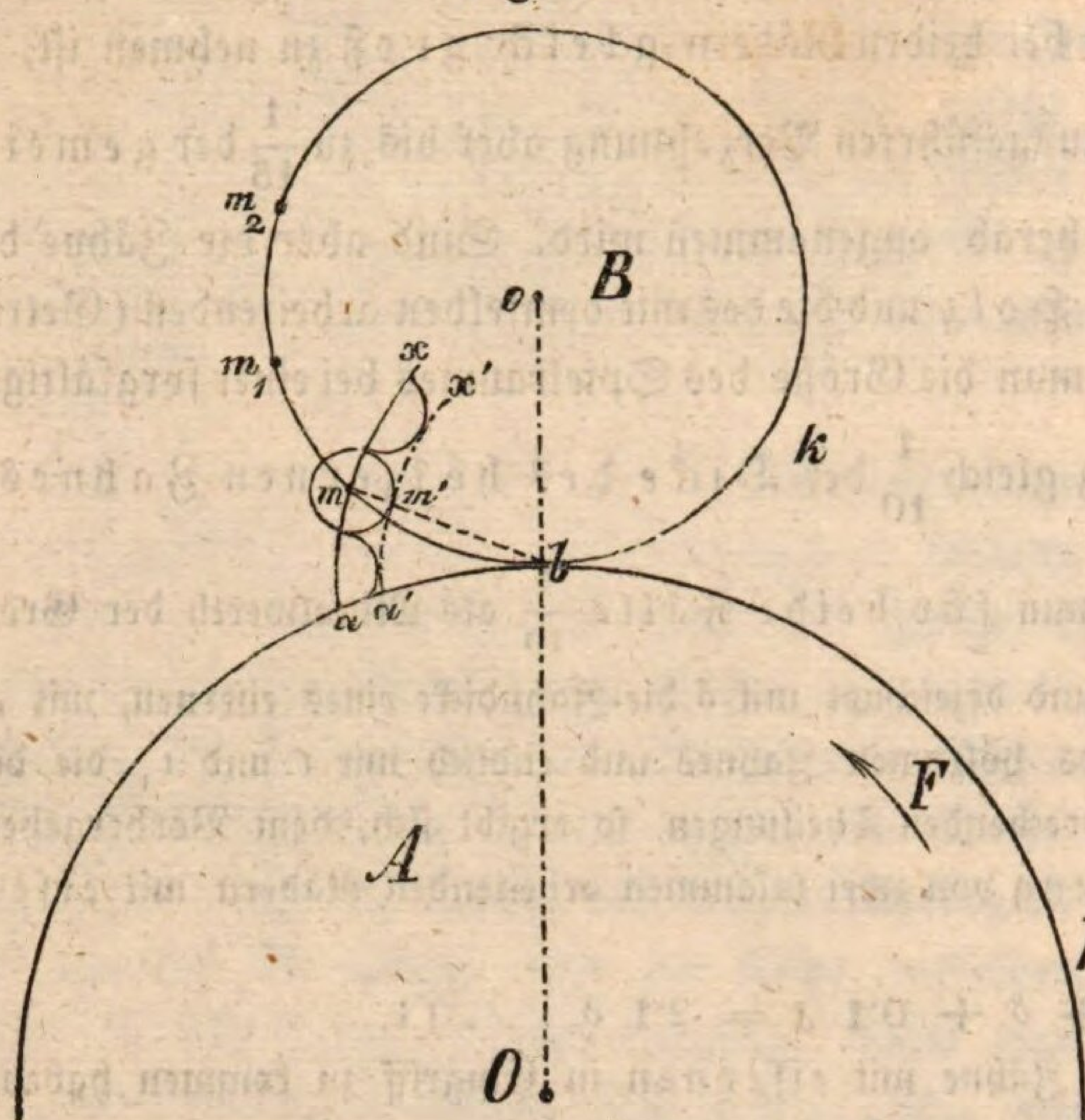
und, wenn hölzerne Zähne mit eisernen in Eingriff zu kommen haben,

$$t_1 = \delta + \delta_1 + 0{\cdot}1\ \delta_1 = \delta + 1{\cdot}1\ \delta_1 \ . \ . \ . \ (2.$$

§. 131. **Zahnformen.** Wenn es auch in rein geometrischer Hinsicht keiner besonderen Schwierigkeit unterliegt, für jede beliebige Zahncurve eines Rades, mit Berücksichtigung des in dem §. 127 ausgesprochenen Grundsatzes, die den Bedingungen (§. 126) einer guten Verzahnung entsprechende Zahncurve des anderen, mit dem ersteren zum Eingriffe kommenden, zu verzeichnen, so ergeben sich doch gegen die Brauchbarkeit solcher Curven in practischer Beziehung oft Anstände, welche entweder in der Unmöglichkeit der materiellen Ausführung der nach diesen zu formenden Zähne, oder aber in wichtigen, sich bei der Anwendung derartig geformter Zähne herausstellenden Nachtheilen bestehen. Aus diesem Grunde gebraucht man zum Behufe der Construction der Verzahnungen nur einige wenige, practisch leicht ausführbare, und aus den in den nachfolgenden Paragraphen angestellten Betrachtungen sich ergebende Curven, deren Anwendung überdieß entweder von keinen, oder wenigstens von nicht besonders wesentlichen, den Bedingungen einer guten Verzahnung nicht widerstreitenden Nachtheilen begleitet ist.

§. 132. Soll die nach der Richtung des Pfeiles **F** Statt findende Bewegung eines Rades **A** (Fig. 95), dessen Grundkreis **K** ist, auf ein Getriebe **B** vom Grundkreise **k**, den in dem §. 125 aufgestellten Bedingungen gemäß, übertragen werden, und bestehen die Zähne des letzteren aus parallel zur Achse **o** auf dem Theilkreise **k** angebrachten **Linien** (ohne Dicke) **m**, m_1, m_2, . . ., (welche in der nachstehenden Figur als bloße Punkte erscheinen), so erhält man die diesen entsprechende Zahncurve des Rades **A**, wenn man den Grundkreis **k** auf dem Grundkreise **K** wälzt. Denn denkt man sich den ersteren

Fig. 95.

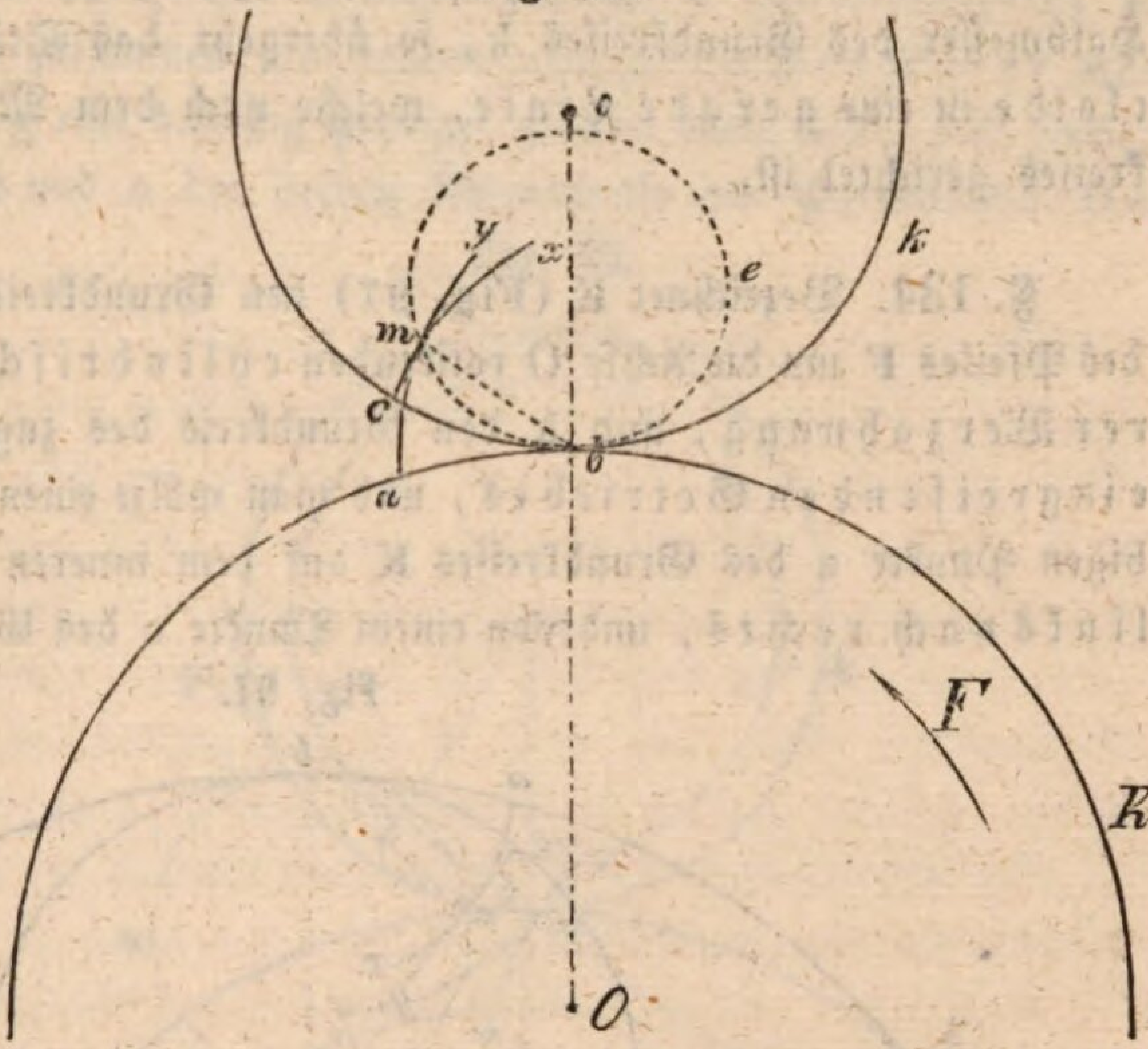


auf dem äußeren Umfange des letzteren so gestellt, daß der Punkt m des Grundkreises k mit dem Punkte a des Grundkreises K zusammenfällt, und von dieser Position aus den ersteren auf dem äußeren Umfange des letzteren gegen die Mittelpunktslinie zu gewälzt, so beschreibt der Punkt m während der Wälzung eine Curve a m x, welche bekanntlich eine **Epicycloide** ist, und es geht, einer Eigenschaft dieser krummen Linie zu Folge, die dem Punkte m der Curve a m x entsprechende Normale m b durch den Berührungspunkt b der beiden Grundkreise K und k. Weil nun der Punkt m der erzeugende Punkt der Epicycloide a m x ist, so wird er diese während der Bewegung des Rades A nach und nach in allen auf einander folgenden Punkten berühren, und da den sämmtlichen Berührungspunkten die eben erwähnte Eigenschaft zukommt, so ist es ersichtlich, daß durch Anwendung dieser Curve als Zahncurve des Rades A, unter der gemachten Voraussetzung, den oberwähnten Bedingungen der Verzahnung Genüge geleistet wird.

In der Wirklichkeit muß man jedoch statt der Linien m, m_1, m_2, ... **cylindrische Stäbe** von einer endlichen Größe des Durchmessers (Triebstöcke), deren geometrische Achsen mit diesen Linien zusammenfallen, anwenden. Da aber unter dieser Voraussetzung die Berührungspunkte der Zahncurven nicht mehr in den Achsen der Triebstöcke liegen können, sondern sich von diesen um den Halbmesser derselben abstehend befinden müssen, so erhält man in diesem Falle die dem Rade A entsprechende Zahncurve, wenn man zu der für die frühere Annahme construirten Curve a m x eine Aequidistante (parallele) a′ m′ x′ verzeichnet, indem man mit einer Zirkelöffnung von der Größe des Halbmessers m m′ des Triebstockes aus mehreren Punkten der Epicycloide a m x Kreisbögen beschreibt, und hierauf eine Curve zieht, welche diese Bögen berührt. Daraus ergibt sich nun, daß die so construirte Zahncurve a′ m′ x′ den Triebstock m (in der durch die nebenstehende Figur angedeuteten Lage) in dem Punkte m′, welcher sich durch den Durchschnitt der Linie m b mit der Peripherie dieses Triebstockes ergibt, berühren muß, und daß m′ b die Normale des gemeinschaftlichen Berührungspunktes m′ sein wird.

§. 133. Sind K und k (Fig. 96) die Grundkreise zweier zusammen arbeitenden cylindrischen Räder mit äußerer Verzahnung, von denen das Rad vom Grundkreise K, als das treibende, sich nach der Richtung des Pfeiles F bewegen soll, und man wälzt einen Kreis e, (dessen Durchmesser jedoch stets kleiner sein muß als der Durchmesser des Rades vom Grundkreise k), einmal von einem beliebigen Punkte a des Grundkreises K auf dem äußeren Umfange desselben gegen die Mittelpunktslinie O o zu, und das andere Mal von einem Punkte c des Grundkreises k, für welchen der Bogen c b = dem Bogen a b sein soll, auf dem inneren Umfange des letzteren in der nämlichen Richtung, so beschreibt ein um den Bogen m b = a b = c b von b abstehender Punkt m des Kreises e beziehungsweise die Stücke a m x und c m y einer Epi- und einer Hypocycloide, welche sich in einem Punkte m berühren werden, für welchen der Umfang des erzeugenden Kreises e die beiden Grundkreise in dem ihnen gemeinschaftlichen Punkte b berühren, und durch den erwähnten Berührungspunkt m der Curven durchgehen muß, weil der Punkt m des erzeugenden Kreises in demselben Augenblicke, in welchem er in dem Berührungspunkte b der beiden Grundkreise auf einem unendlich kleinen, demnach ihnen gemeinschaftlichen Bogenstückchen gewälzt wird, zu gleicher Zeit ein unendlich kleines Stückchen von einer jeden der beiden Curven a m x und c m y beschreibt. Weil sich aber der erzeugende Kreis bei diesem eine unendlich kurze Zeit andauernden Wälzen auf den beiden Grundkreisen momentan um den Punkt b dreht, und der Punkt m desselben während dieser Drehung einen unendlich kleinen Kreisbogen vom Halbmesser b m beschreibt, welcher ein gemeinschaftliches Element der beiden Curven a m x und c m y bildet, so ist es ersichtlich, daß die Linie b m in dem Berührungspunkte m der beiden Curven auf ihnen normal steht. Da nun dieses für alle Berührungspunkte derselben nachgewiesen werden kann, welche von dem Augenblicke an, in welchem ihre Punkte a und c noch mit dem Punkte b zusammenfallen, während der Bewegung des Rades vom Grundkreise K nach der angedeuteten Richtung successive auf einander folgen, so erhellet, daß, wenn man die

Fig. 96.

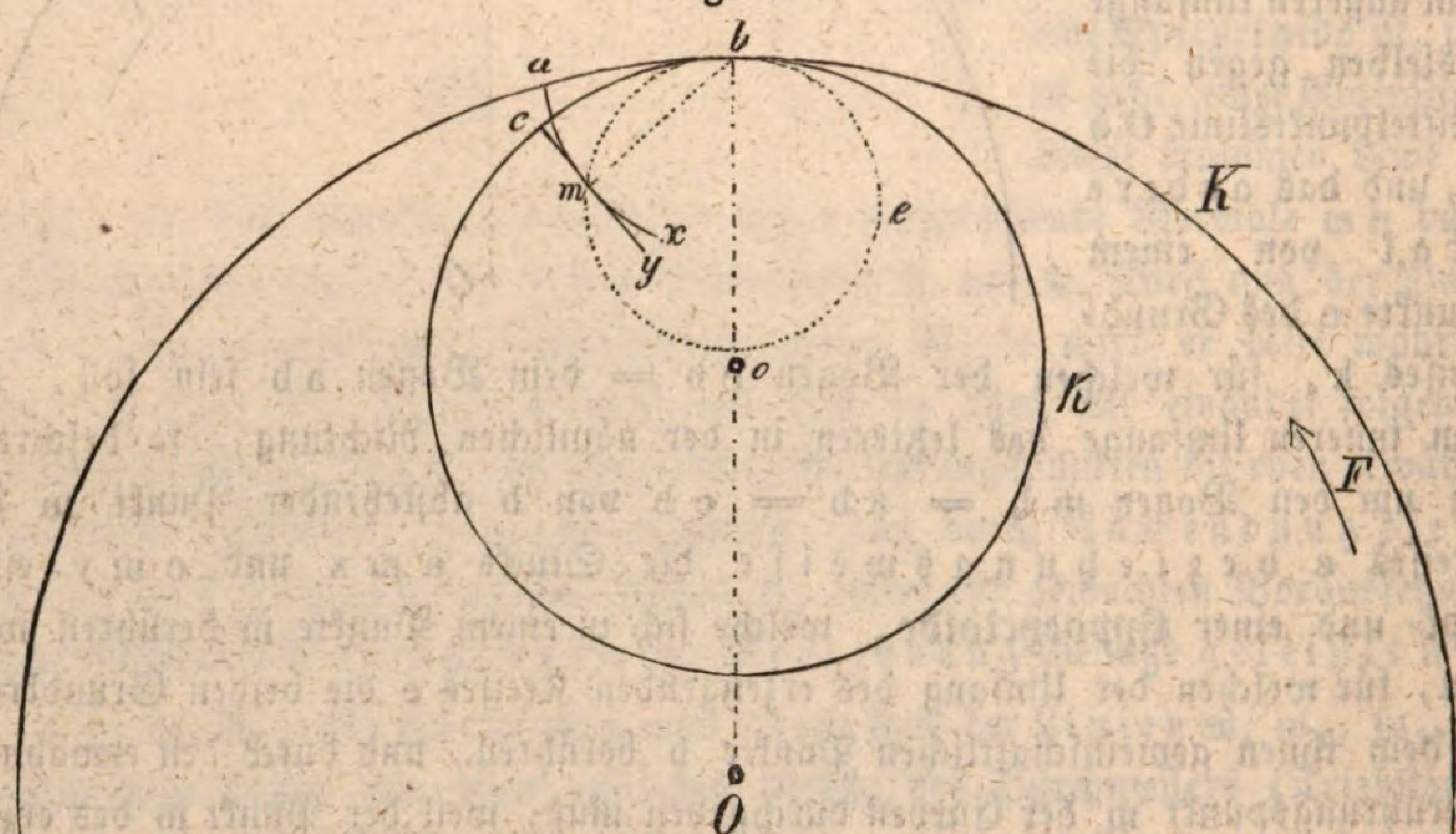


Epi- und Hypocycloide in dem bezogenen Falle als Zahncurven zur Anwendung bringt, sie den erwähnten Bedingungen der Verzahnung genügen werden.

Nimmt man den Durchmesser des erzeugenden Kreises e gleich dem Halbmesser des Grundkreises k, so übergeht das Stück cmy der Hypocycloide in eine gerade Linie, welche nach dem Mittelpunkte dieses Grundkreises gerichtet ist.

§. 134. Bezeichnet K (Fig. 97) den Grundkreis eines nach der Richtung des Pfeiles F um die Achse O rotirenden cylindrischen Rades mit innerer Verzahnung, und k den Grundkreis des zugehörigen, von Innen eingreifenden Getriebes, und man wälzt einen Kreis e von einem beliebigen Punkte a des Grundkreises K auf dem inneren Umfange desselben von links nach rechts, und von einem Punkte c des Grundkreises k, wobei der

Fig. 97.

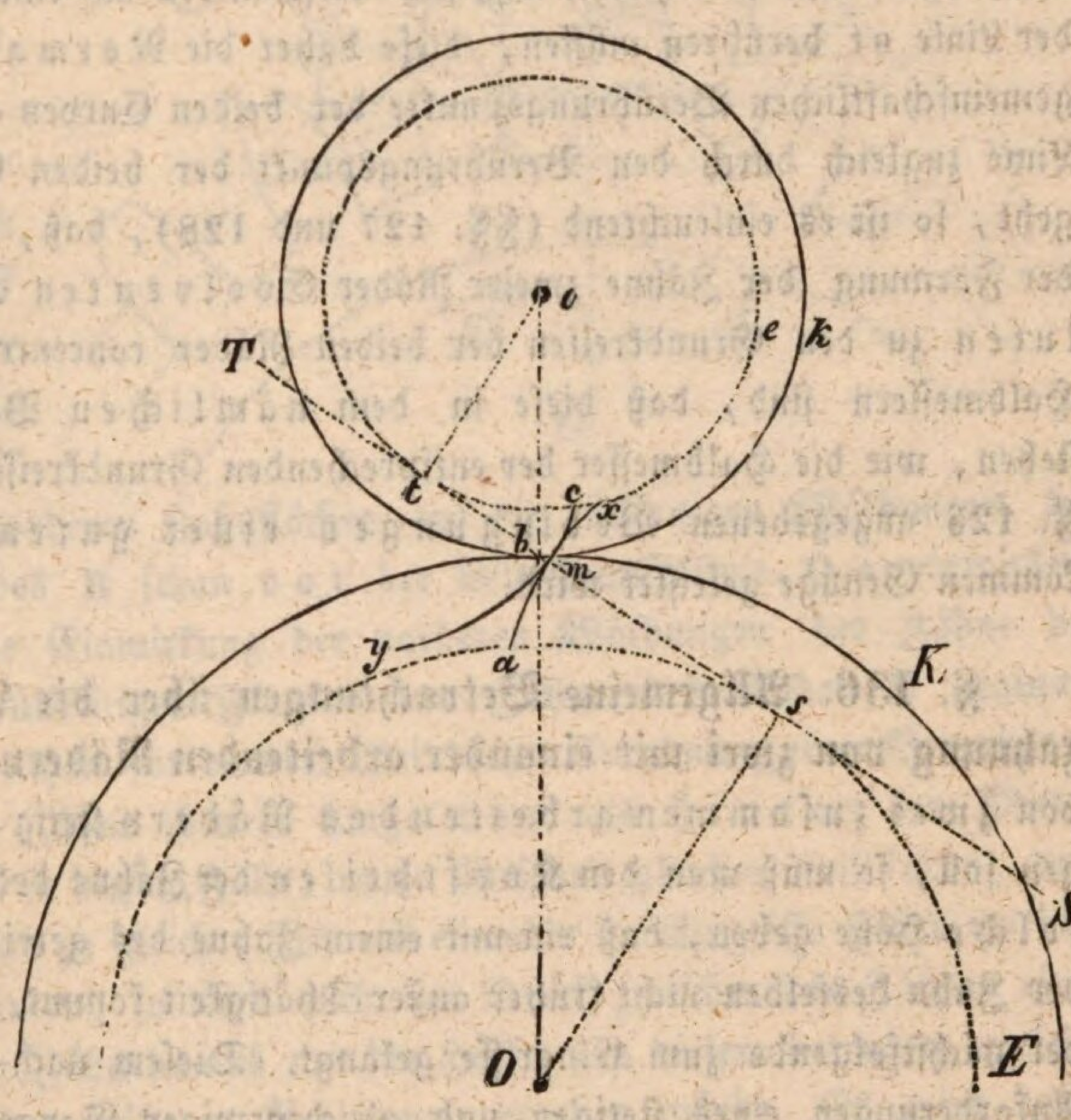


Bogen cb = ab sein soll, ebenfalls auf dem inneren Umfange des letzteren nach der nämlichen Richtung, so beschreibt ein Punkt m desselben beziehungsweise die Stücke amx und cmy zweier Hypocycloiden die sich in einem Punkte m berühren werden, welcher zugleich der beschreibende Punkt des erzeugenden Kreises e für die in der Figur angegebene Stellung desselben ist, in der er die beiden Grundkreise K und k in dem ihnen gemeinschaftlichen Punkte b berührt. Weil nun wieder der erzeugende Kreis bei seiner Wälzung auf einem unendlich kleinen Bogenstückchen der beiden Grundkreise in dem Punkte b sich momentan um diesen dreht, und dessen Punkt m während dieses Vorganges ein unendlich kleines Bogenstückchen vom Halbmesser bm, welches als ein gemeinschaftliches Element der beiden Curven am x und cm y zu betrachten ist, beschreibt, so ist es einleuchtend, daß die Linie bm, welche durch den Berührungspunkt der beiden Grundkreise geht, eine gemeinschaftliche Normale der beiden Curven für ihren Berührungspunkt m ist, und

sonach die auf die vorangegebene Weise erzeugten krummen Linien den Bedingungen einer guten Verzahnung entsprechende Zahncurven geben.

§. 135. Zieht man durch den Berührungspunkt b der Grundkreise K und k (Fig. 98) zweier zusammen arbeitenden cylindrischen Räder mit äußerer Verzahnung eine beliebig geneigte gerade Linie S T, fällt ferner aus den Mittelpunkten O und o der beiden Grundkreise die Perpendickel O s und o t auf dieselbe, und beschreibt mit diesen als Halbmesser die zu den Grundkreisen concentrischen Kreise E und e, so tangirt die gezogene Linie S T dieselben in den Punkten s und t, und es stehen ihre Halbmesser in demselben Verhältniße zu einander, wie die der Grundkreise selbst. Stellt man sich nun die Tangente s t als einen biegsamen Faden vor, welcher um die Kreise E und e geschlungen ist, so beschreibt ein beliebiger Punkt m desselben während der Abwickelung der auf den Umfängen der bezüglichen Kreise E und e aufgewickelt gedachten Fadenstücke m s und m t die beiden Curven a m x und c m y, welche bekanntlich die den Kreisen E und e entsprechenden Evolventen sind. Da aber die Fadenstücke m s und m t bei ihrer momentanen Drehung um die Punkte s und t der Kreise E und e unendlich kleine Bogenstückchen von den Halbmessern m s und m t beschreiben, welche als Elemente der beiden Curven a m x und c m y zu betrachten sind, so folgt, daß sich diese in dem Punkte m berühren, und daß, weil die Linien m s und m t die Normalen der beiden Curven für den ihnen gemeinschaftlichen Punkt m sind, diese nothwendig in einer Geraden liegen müssen.

Fig. 98.

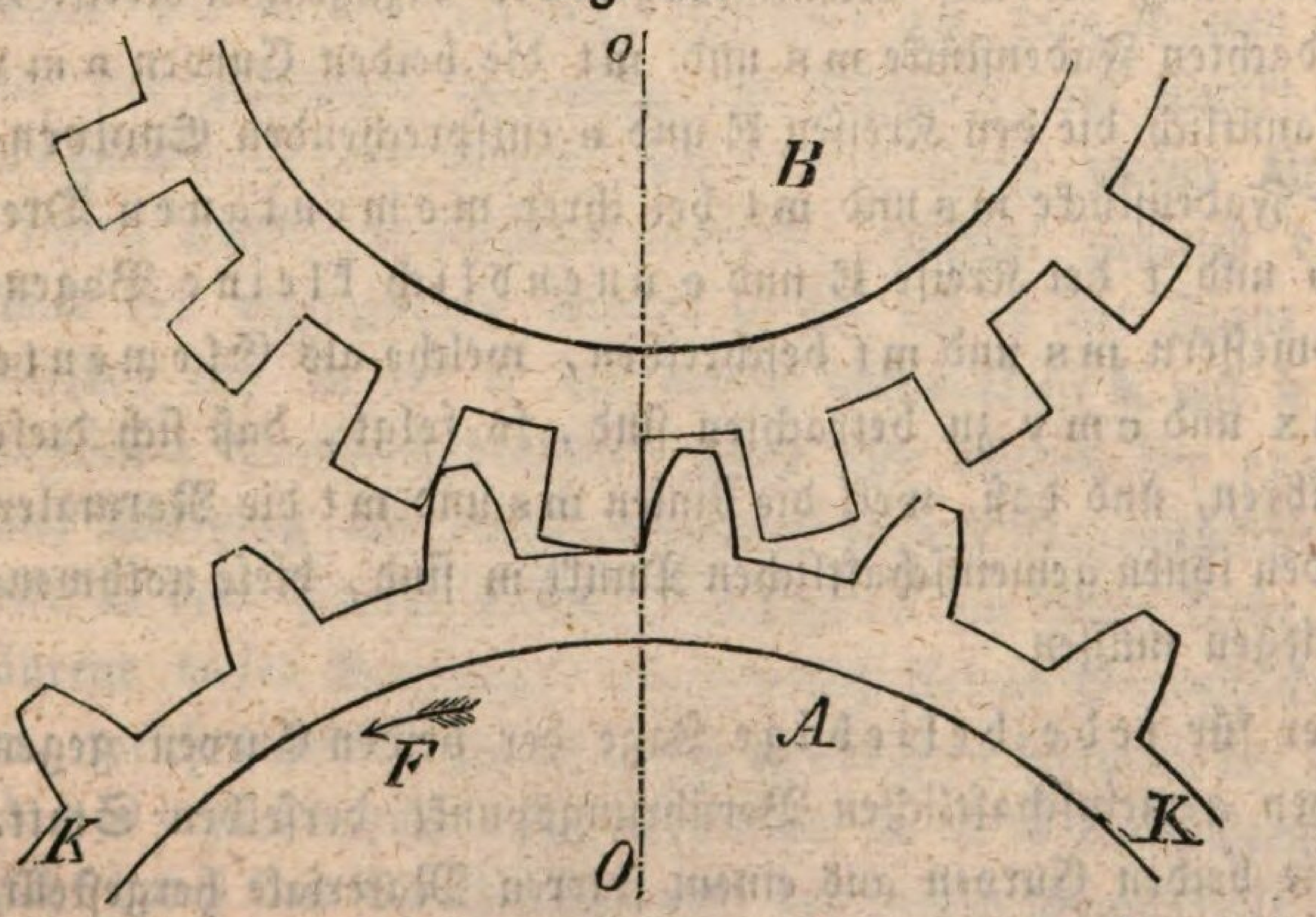


Dieses findet aber für jede beliebige Lage der beiden Curven gegen einander, also für jeden gemeinschaftlichen Berührungspunkt derselben Statt. Denn denkt man sich die beiden Curven aus einem starren Materiale hergestellt, und mit den Kreisen E und e fest verbunden, und stellt sich vor, daß die Curve a m x die zweite c m y fortschiebt, so wird die Wirkung die nähmliche sein, als

wenn die Bewegung der beiden Räder durch die Aufwickelung des biegsamen Fadens **s t** auf dem Umfange des Kreises **e** und durch entsprechende Abwickelung desselben von dem Umfange des Kreises **E** vor sich ginge, wobei der Punkt **m** des Fadens, vermittelst dessen die beiden Evolventen **a m x** und **c m y** beschrieben wurden, in der Richtung **s t** vorrückt. Da aber dieser Punkt in jeder der auf einander folgenden Lagen desselben, der Entstehungsweise der Evolvente zu Folge, zugleich ein Punkt jeder der beiden Curven **a m x** und **c m y** sein muß, so erhellet, daß sich diese in den auf einander folgenden Punkten der Linie **s t** berühren müssen, diese daher die Normale für die sämmtlichen gemeinschaftlichen Berührungspunkte der beiden Curven bildet. Weil nun diese Linie zugleich durch den Berührungspunkt der beiden Grundkreise der Räder geht, so ist es einleuchtend (§§. 127 und 128), daß, wenn man zum Behufe der Formung der Zähne zweier Räder Evolventen anwendet, deren Evoluten zu den Grundkreisen der beiden Räder concentrische Kreise von solchen Halbmessern sind, daß diese in dem nämlichen Verhältniße zu einander stehen, wie die Halbmesser der entsprechenden Grundkreise, dadurch den in dem §. 126 angegebenen Bedingungen einer guten Verzahnung vollkommen Genüge geleistet wird.

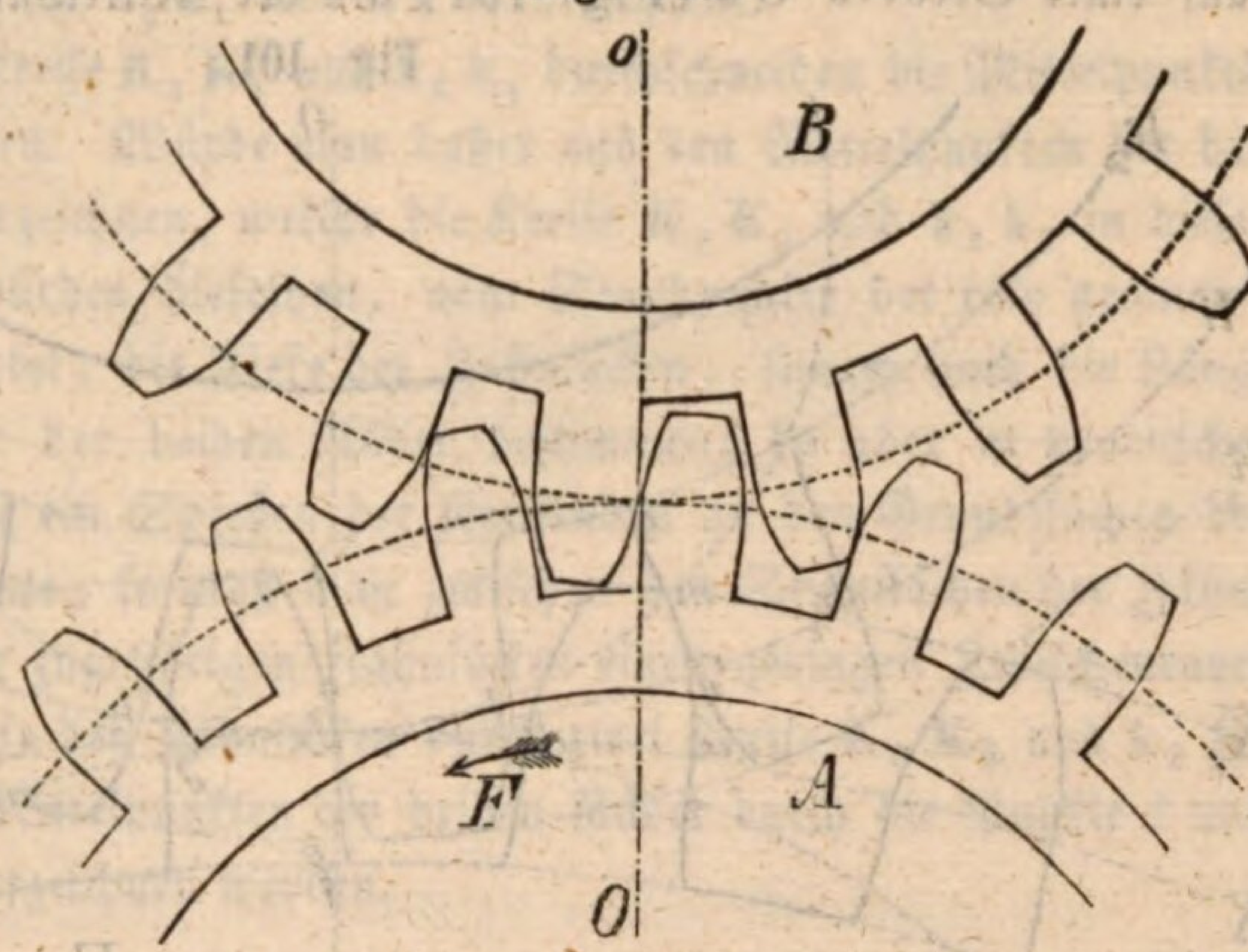
§. 136. **Allgemeine Betrachtungen über die Anordnung der Verzahnung von zwei mit einander arbeitenden Rädern.** Wenn die Bewegung von zwei zusammen arbeitenden Rädern stetig und gleichförmig erfolgen soll, so muß man den Kopftheilen der Zähne des treibenden Rades eine solche Höhe geben, daß ein mit einem Zahne des getriebenen Rades arbeitender Zahn desselben nicht früher außer Thätigkeit kommt, bevor nicht wenigstens der nächstfolgende zum Eingriffe gelangt. Diesem nach wird den theoretischen Anforderungen eines stetigen und gleichförmigen Ganges vollkommen Genüge geleistet, wenn das treibende Rad **A** (Fig. 99) bloß mit über den Theilkreis **K K** desselben hervorspringenden Erhöhungen (Kopftheilen), das getriebene **B** aber nur mit Vertiefungen versehen ist, welche von Curven begränzt sind, die (dem in den §§. 132 bis 135 Erklärten gemäß) den Wölbungen der Zähne des Rades **A** entsprechen. Hat daher das treibende Rad eine nach dem Pfeile **F** gerichtete Bewegung, so werden bei dieser Anordnung der Verzahnung die beiden Räder nur hinter der Mittelpunktslinie **O o** zusammen arbeiten.

Fig. 99.



Wenn aber, wie dieses gewöhnlich der Fall ist, auch das Rad **B** (**Fig. 100**) mit über den Theilkreis desselben hervorstehenden Erhöhungen versehen wird, deren Wölbungen nach denselben Grundsätzen construirt sind, wie jene der Erhöhungen des Rades **A**, so muß dieses letztere ebenfalls Vertiefungen erhalten, welche von Curven begränzt sind, die den Zahnwölbungen des Rades **B** entsprechen. In diesem Falle werden bei der nach der Richtung des Pfeiles **F** Statt findenden Bewegung des Rades **A** die Zähne desselben mit den Flanken ihrer vorderen Zahnflächen auf die rückseitigen Wölbungen der Zahnflächen des Rades **B** schon vor der Mittelpunktslinie **O o** einwirken, während in dieser die Einwirkung der vorderen Wölbungen der Zähne des Rades **A** auf die rückseitigen Flanken der Zähne des Rades **B** beginnt, und bis zum Ausstreichen fortdauert. Bei dieser Anordnung einer Verzahnung arbeiten demnach die Zähne eben so lange vor als hinter der Mittelpunktslinie, und weil in diesem Falle, unter übrigens gleichen Umständen, doppelt so viel Zähnepaare zu gleicher Zeit mit einander im Eingriffe stehen werden, als in dem vorerwähnten, so wird auch der Druck zwischen den Zähnen eines zusammen arbeitenden Zähnepaares nur die Hälfte von diesem betragen, welcher sich bei Anwendung der früheren Anordnung ergeben würde. Es wird daher durch diese Anordnung einer Verzahnung außer der Stetigkeit und der Gleichförmigkeit der Bewegung auch noch eine geringere Abnützung der Zähne erzielt.

Fig. 100.

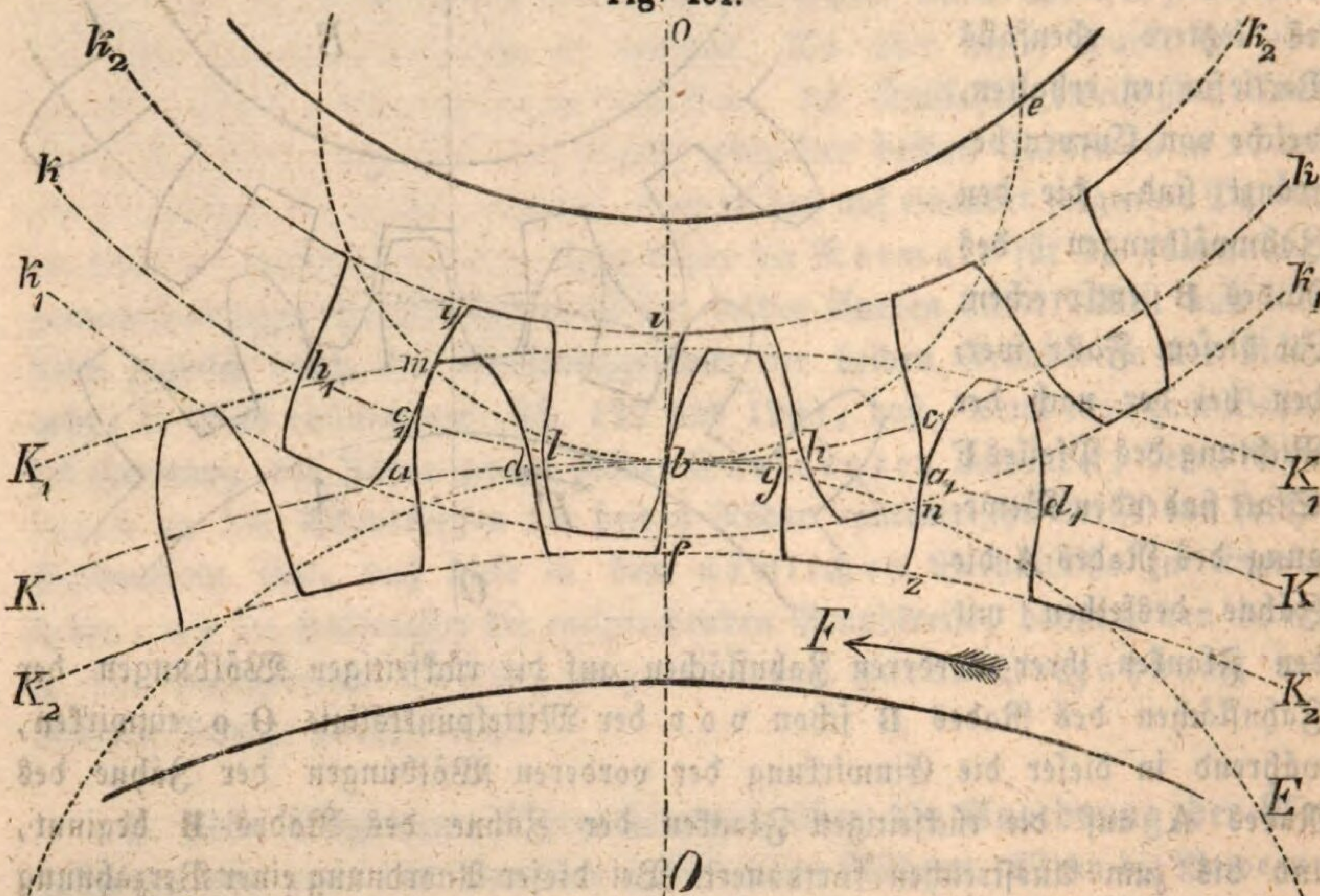


Da es aber in dem letzteren Falle für die Stetigkeit und Gleichförmigkeit der Bewegung hinreichend ist, wenn ein Zahn des treibenden Rades zu wirken aufhört, sobald der nächstfolgende in die Mittelpunktslinie gelangt, so werden unter dieser Voraussetzung stets zwei Paar Zähne mit einander arbeiten, und es wird jedes Zähnepaar durch einen Bogen gleich der doppelten Zahntheilung im Eingriffe bleiben. Dadurch ist aber auch schon die Höhe, welche die Zähne erhalten sollen, bestimmt, wie dieses aus den nachfolgenden Paragraphen zu ersehen ist.

§. 137. Verzeichnung der Verzahnung von zwei zusammen arbeitenden Stirnrädern. — a. Verzahnung nach der Epicycloide. Sollen zwei Stirnräder mit einander arbeiten, so kann man, dem in dem §. 133 Gesagten gemäß, die Kopftheile der Zähne des einen Rades nach einer Epicycloide

formen, in welchem Falle die zugehörigen Vertiefungen des anderen Rades durch entsprechende Hypocycloiden begrenzt werden müssen. Ist daher **R** der Halbmesser des Rades, und r des Getriebes, so trage man die Länge (**R** + r) auf einer Geraden O o (Fig. 101) als der Mittelpunktslinie der beiden Räder

Fig. 101.



auf, und beschreibe aus den Endpunkten derselben mit den respectiven Halbmessern die beiden sich im Punkte b berührenden Kreise **K** und k als Grund- oder Theilkreise der beiden Räder. Ist ferner t die erforderliche Theilung, so trage man diese auf den Theilkreisen der beiden Räder von b nach a und a_1, so wie auch von b nach c und c_1 auf, verzeichne weiters die beiden erzeugenden Kreise **E** und e aus zwei Punkten der Mittelpunktslinie O o, mache b m = = b n = t, und construire die beiden Epicycloidenbögen a m und c n, welche sich durch Wälzung der beiden erzeugenden Kreise e und **E** auf dem äußeren Umfange der bezüglichen Grundkreise **K** und k, so wie auch die Hypocycloidenbögen a_1 z und c_1 y, welche sich durch Wälzung der erzeugenden Kreise **E** und e auf dem inneren Umfange der respectiven Grundkreise **K** und k ergeben. Erstere geben das Profil der Zahnwölbungen, letztere das der Flanken der Zähne der beiden Räder. Ist nun δ die Zahndicke, welche der durch die Verzahnung zu übertragenden Kraft entspricht, so mache man

$$ad = bg = a_1 d_1 = \ldots = ch = bl = c_1 h_1 = \ldots = \delta,$$

verzeichne in den auf diese Weise erhaltenen Punkten der beiden Grundkreise die früher ermittelten Zahncurven in der gehörigen Lage, und beschreibe aus den Mittelpunkten der beiden Räder durch die Punkte m und n, in welchen die Zahncurven a m und c n von den erzeugenden Kreisen e und **E** geschnitten werden, die Kreise K_1 K_1 und k_1 k_1, so bestimmen diese die Länge der Kopftheile der Zähne der Räder. Auf diese Weise wird der in dem §. 136 ausgesproche-

nen Forderung, daß sich stets zwei Paar Zähne im Eingriffe befinden, entsprochen, weil in dem Augenblicke, in welchem das Ausstreichen des Zahnes a d beginnt, die beiden Zähne b g und b l im vollen Eingriffe stehen, und derselbe zwischen den Zähnen a_1 d_1 und h c eben beginnt.

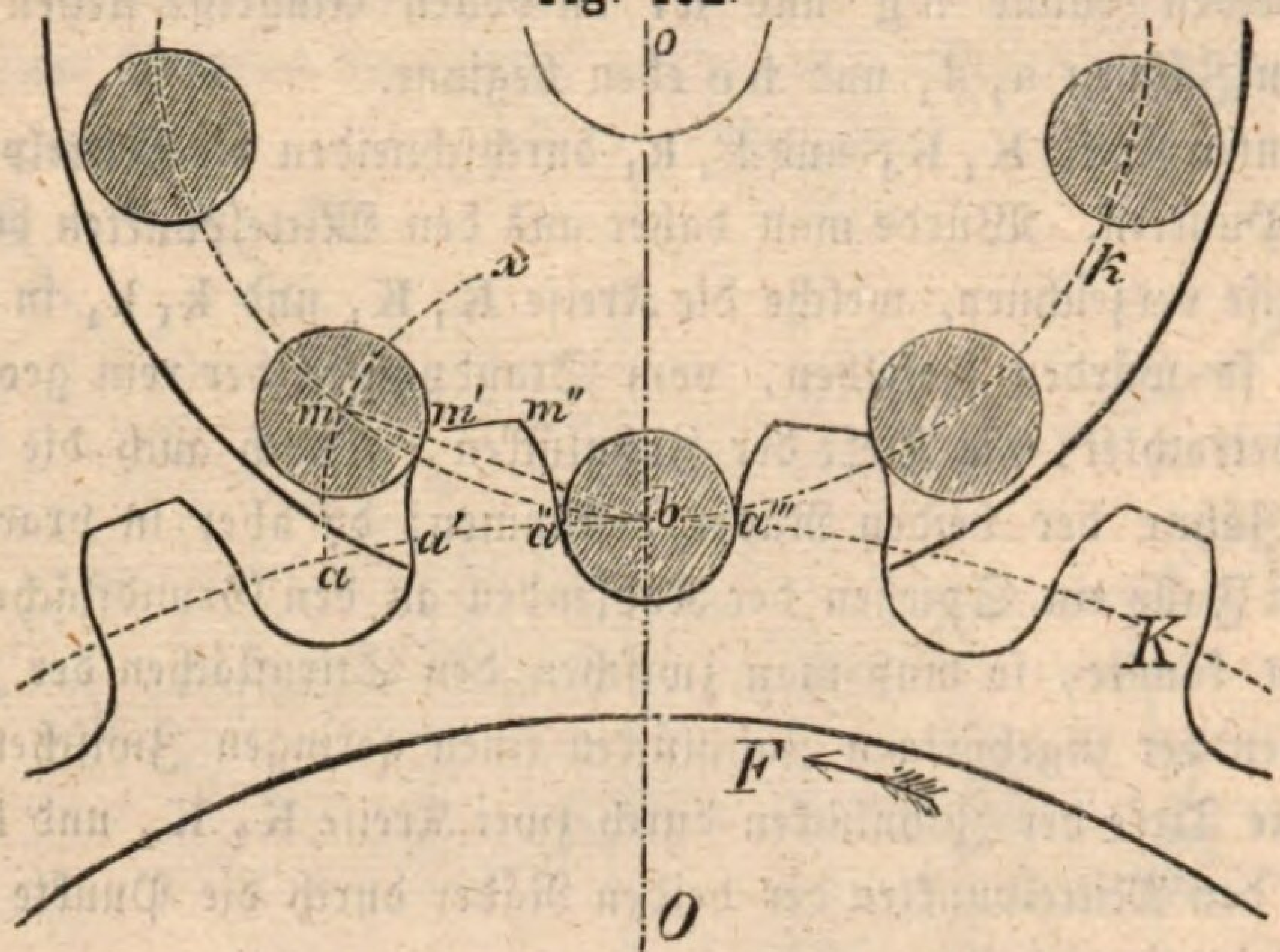
Die vor benannten Kreise K_1 K_1 und k_1 k_1 durchschneiden die Mittelpunktslinie O o in zwei Punkten. Würde man daher aus den Mittelpunkten der beiden Räder zwei Kreise verzeichnen, welche die Kreise K_1 K_1 und k_1 k_1 in diesen Punkten berühren, so würden dieselben, vom Standpunkte der rein geometrischen Construction betrachtet, die Tiefe der Zahnlücken, sonach auch die Länge der Fußtheile der Zähne der beiden Räder bestimmen; da aber in practischer Beziehung in diesem Falle ein Spießen der Kopfenden an den Grundflächen der Zahnlücken eintreten könnte, so muß man zwischen den Stirnflächen der Zähne und den Grundflächen der zugehörigen Zahnlücken einen geringen Zwischenraum lassen, und somit die Tiefe der Zahnlücken durch zwei Kreise K_2 K_2 und k_2 k_2 begränzen, die aus den Mittelpunkten der beiden Räder durch die Punkte f und i der Mittelpunktslinie verzeichnet werden.

Aus der Betrachtung der epicycloidalen Zahncurven geht hervor, daß zur Construction der Wölbung der Zähne des einen Rades und der Flanken der Zähne des zugehörigen zweiten Rades ein und derselbe erzeugende Kreis angewendet werden muß, daß es aber in geometrischer Beziehung gleichgiltig ist, ob die Wölbungen der Zähne des letzteren und die Flanken der Zähne des ersteren Rades mit dem früher angewendeten, oder aber mit einem anderen erzeugenden Kreise bestimmt werden. Aus practischen Rücksichten wendet man aber gewöhnlich zur Construction der beiden Theile einer vollständigen Zahncurve zwei verschiedene erzeugende Kreise an, deren Durchmesser höchstens gleich den Halbmessern der Grundkreise, welchen sie zugehören, nie aber größer zu nehmen sind, da unter dieser Grenze die von den erzeugenden Kreisen zur Herstellung der Flanken der Zähne der beiden Räder erzeugten Hypocycloiden eine solche Form erhalten, daß sie sich von den durch die entsprechenden Punkte der Grundkreise gezogenen radialen Linien (als Flankenprofilen der Zähne in dem Falle, wenn die Durchmesser der erzeugenden Kreise gleich den Halbmessern der respectiven Grundkreise angenommen werden) entfernen, und dadurch die Zähne an ihrem Wurzelende verstärkt werden, während oberhalb jener Grenze sich die Hypocycloiden am Wurzelende der Zähne zusammenziehen, und dadurch die Zähne an dieser Stelle geschwächt werden. Daraus folgt, daß bei Rädern von geringer Theilung und verhältnißmäßig großem Halbmesser der Durchmesser der erzeugenden Kreise gleich dem Halbmesser ihrer Grundkreise anzunehmen wäre, daß aber bei Rädern deren Theilung groß, und deren Durchmesser verhältnißmäßig klein ist, so wie insbesondere für starke Uebersetzungen es vorzuziehen ist, die Durchmesser der erzeugenden Kreise etwas kleiner als die Halbmesser ihrer Grundkreise sind, zu nehmen.

Anmerkung 1. Soll ein Stirnrad mit einem Drehling zusammen arbeiten, so müssen dem in dem §. 132 Auseinandergesetzten gemäß die Zähne des Rades nach der Aequidistante zu einer Epicycloide geformt werden, welche ein Punkt des Grundkreises des Drehlings während der Wälzung desselben auf

dem äußeren Umfange des Grundkreises des Rades beschreibt. Ist daher K (Fig. 102) der Grundkreis des Rades und k des Drehlings, so trage man von ihrem gemeinschaftlichen Berührungspunkte b auf denselben die Theilung b a = b m auf, construire die Epicycloide a m x, und verzeichne mit dem entsprechenden Halbmesser m m' den Triebstock m, so wie auch auf die in dem §. 132 angegebene Weise die äquidistante Curve a' m',

Fig. 102.

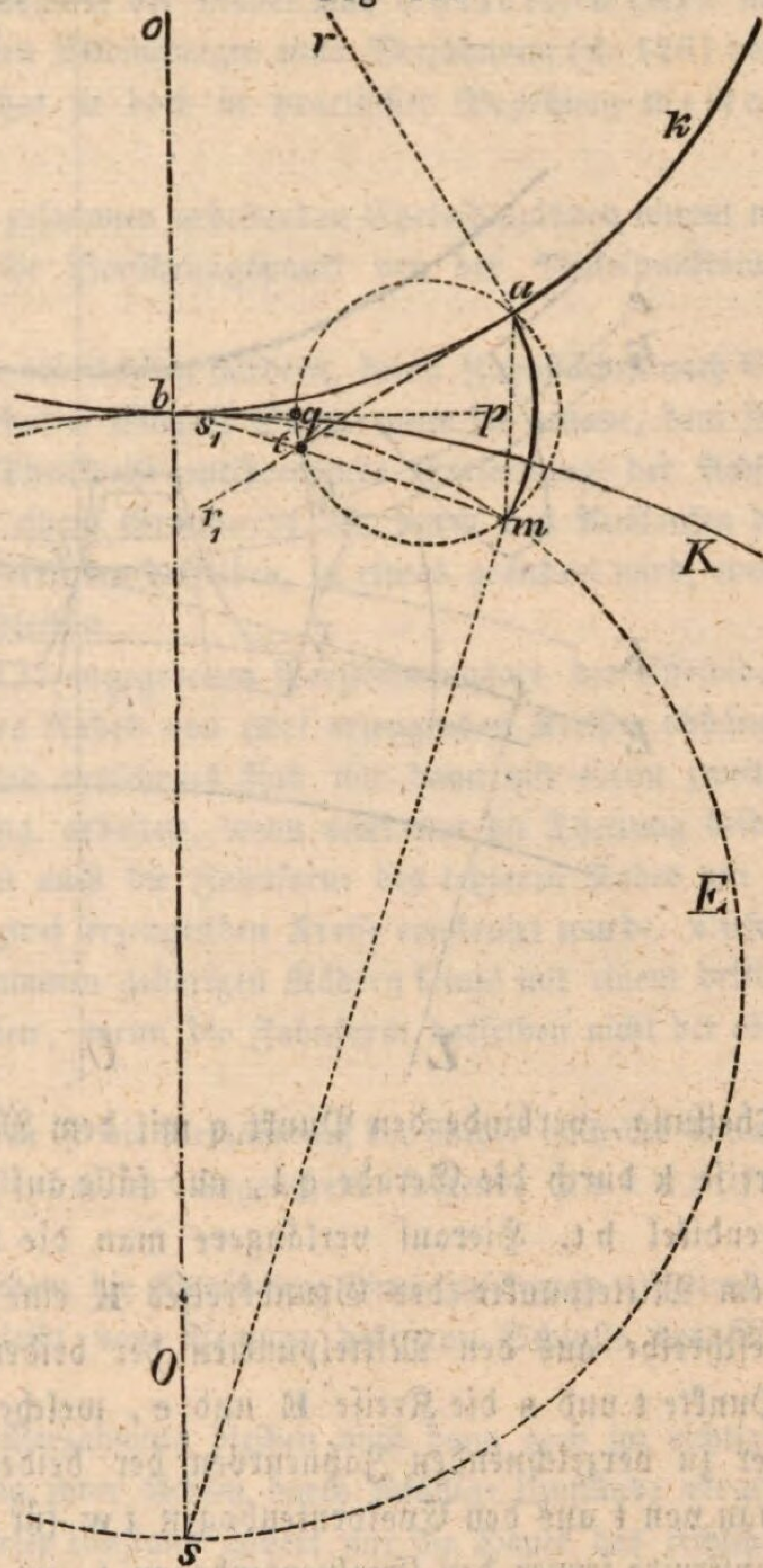


nach welcher die vordere Kopffläche des Zahnes geformt wird. Die rückseitige Kopffläche a'' m'' muß, dem §. 130 gemäß, nach einer der äquidistanten a' m' gleichen, aber entgegengesetzt gekrümmten Curve gewölbt werden. Zieht man ferner die Linie m b, so erhält man den Punkt m' als Berührungspunkt des Zahnes mit dem Triebstocke, und kann somit die Länge der Kopftheile der Zähne des Stirnrades durch einen Kreis begrenzen, welchen man aus dem Mittelpunkte desselben durch den Punkt m' beschreibt. In diesem Falle wird, wenn das nach der Richtung des Pfeiles F sich bewegende Rad treibend wirkt, der Eingriff in dem Punkte a''', d. h. dann beginnen, wenn die geometrische Achse des Triebstockes b in die Mittelpunktslinie O o tritt, und in demselben Augenblicke das Ausstreichen des nächstfolgenden, den Triebstock m im Punkte m' berührenden Zahnes Statt finden, so daß demnach dieser Verzeichnung der Verzahnung zu Folge stets nur ein Zahn mit einem Triebstocke sich im Eingriffe befinden, und der größte Theil der Arbeit hinter der Mittelpunktslinie O o vor sich gehen wird. Gewöhnlich macht man aber b a = b m größer als die Theilung, oder man verlängert wegen der Abnützung die Zahncurve a' m' etwas über m' hinaus, wodurch theilweise auch zwei Zähne mit zwei Triebstöcken zum Eingriff kommen können. — Bei einer solchen Verzahnung ist die **Abnützung** der Zähne und Triebstöcke groß, weil die gegenseitige Berührung zwischen denselben fast in einer mathematischen Linie erfolgt, daher man sie nur in sehr seltenen Fällen anwendet.

Anmerkung 2. Da man bei der Verzeichnung der Zahncurven nur immer mit **sehr kurzen Stücken** von **Epi-** und **Hypocycloiden** zu thun hat, so kann man statt diesen **Kreisbögen** anwenden, welche mit entsprechenden Halbmessern verzeichnet werden. Sind nämlich K und k (Fig. 103) die Theilkreise von zwei mit einander arbeitenden Rädern, b a = b m die Größe der Theilung, und E ein beliebiger erzeugender Kreis, so erhält man durch Wälzung desselben auf dem äußeren Umfange des Theilkreises k von a bis b einen Epicycloidenbogen, dessen Endpunkte a und m sind. Nach diesem wären daher die Wölbungen der Zähne des Rades vom Grundkreise k zu formen. Um nun den Halbmesser eines Kreisbogens zu bestimmen, welcher durch die Punkte a und m durchgehend, sich

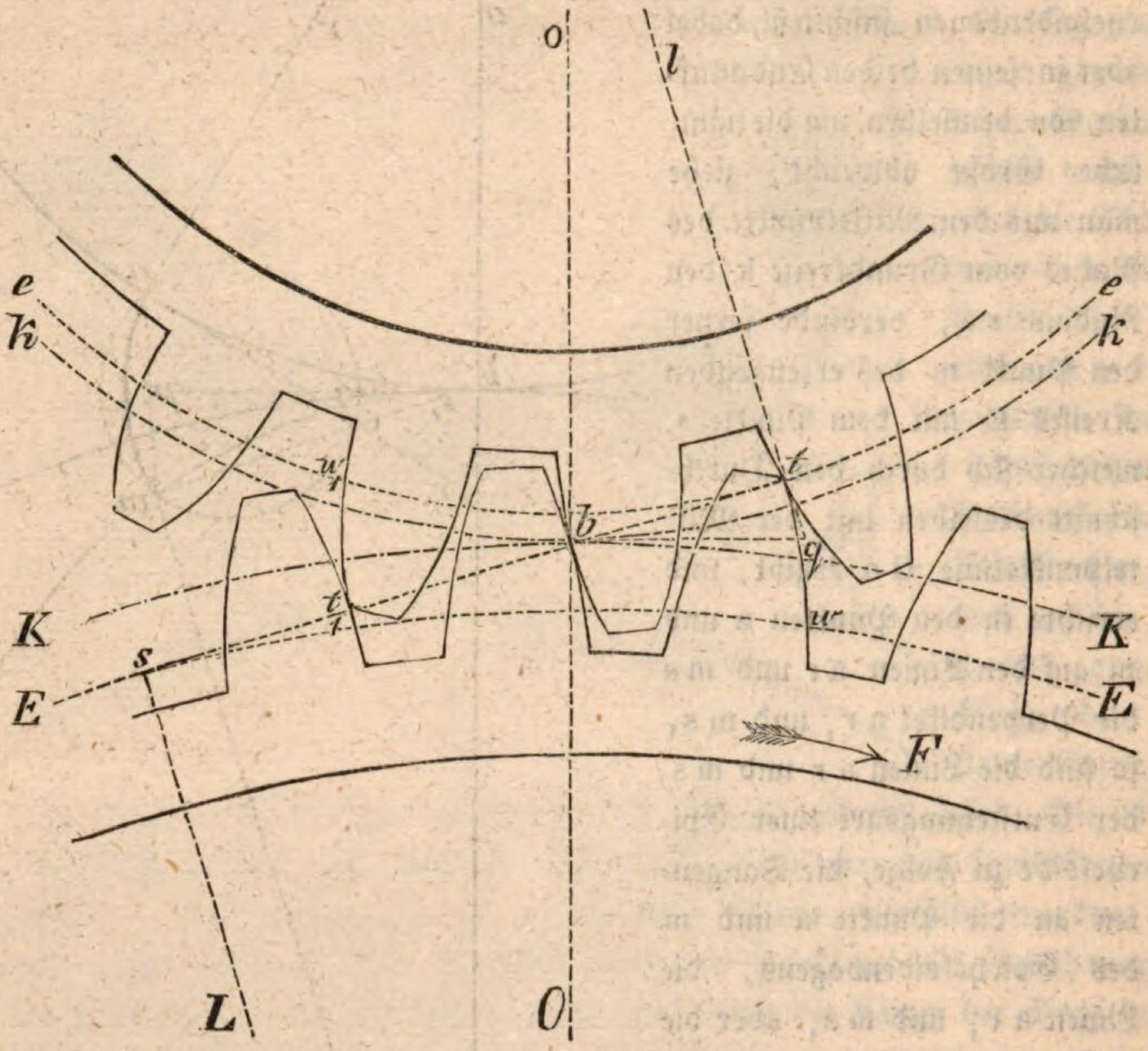
so viel als möglich an den Epicycloidenbogen anschließt, dabei aber in seinen beiden Endpunkten von demselben um die nämliche Größe abweicht, ziehe man aus dem Mittelpunkte des Rades vom Grundkreise k den Radius r a, verbinde ferner den Punkt m des erzeugenden Kreises E mit dem Punkte s, welcher sich durch den Durchschnitt desselben mit der Mittelpunktslinie O o ergibt, und errichte in den Punkten a und m auf den Linien a r und m s die Perpendikel a r_1 und m s_1 so sind die Linien a r und m s, der Entstehungsart einer Epicycloide zu Folge, die Tangenten an die Punkte a und m des Epicycloidenbogens, die Linien a r_1 und m s_1 aber die diesen zugehörigen Normalen, welche sich in dem Punkte t schneiden. Verzeichnet man nun einen Kreis, welcher durch die drei Punkte a, m und t durchgeht, zieht die Sehne a m desselben, und errichtet in ihrem Halbirungspunkte das Perpendikel p q, welches von dem vorbeschriebenen Kreise in dem Punkte q geschnitten wird, so ist dieser Punkt der Mittelpunkt, aus welchem der gesuchte Kreisbogen a m zu beschreiben ist. — Auf diese Weise lassen sich sowohl für die Epi- als auch für die Hypocycloidenbögen, welche zur Verzeichnung der Zahncurven in Anwendung zu kommen haben, die Halbmesser der Kreisbögen bestimmen, welche diese ersetzen sollen, ohne dadurch eine merkliche Abweichung von dem richtigen Gange des Räderwerkes befürchten zu müssen.

Fig. 103.



§. 138. b. Verzahnung nach der Evolvente. Sind K und k (Fig. 104) die in dem Punkte c sich berührenden Theilkreise zweier Stirnräder, welche zusammen arbeiten sollen und von denen das Erstere, als das treibende, eine nach der Richtung des Pfeiles F gehende Bewegung zu erhalten hat, ist ferner O o ihre Mittelpunktslinie und soll ihre Verzahnung derart construirt sein, daß stets zwei Paar Zähne im Eingriffe stehen, so errichte man in dem Punkte b auf der Mittelpunktslinie O o das Perpendikel b q, mache dessen Länge gleich einer

Fig. 104.



Theilung, verbinde den Punkt q mit dem Mittelpunkte des Rades vom Grundkreise k durch die Gerade q l, und fälle auf diese von dem Punkte b das Perpendikel b t. Hierauf verlängere man die Linie b t nach rückwärts, fälle aus dem Mittelpunkte des Grundkreises K eine Senkrechte L s auf dieselbe, und beschreibe aus den Mittelpunkten der beiden Grundkreise K und k durch die Punkte t und s die Kreise E und e, welche, dem §. 135 gemäß, die Evoluten der zu verzeichnenden Zahncurven der beiden Räder darstellen. Nun verzeichne man von t aus den Evolventenbogen t w für die Evolute E, mache $b t_1 = b t$, construire ferner den Evolventenbogen t_1 w_1 für die Evolute e, und verlängere diese beiden Bögen noch innerhalb der ihnen zugehörigen Evoluten nach der Richtung ihrer Radien, so geben die auf diese Weise verzeichneten Curven die gesuchten Zahnformen. Trägt man nun von b aus auf beiden Theilkreisen K und k die Theilung, und aus den einzelnen Theilungspunkten die entsprechende Zahndicke auf, verzeichnet in je zwei die Dicke der Zähne bestimmenden Punkten der Theilkreise die dem bezüglichen Rade zugehörige Zahncurve auf diese Weise, daß jeder Zahn durch zwei gleiche, aber einander entgegen gekehrte Zahncurven (§. 129) begrenzt wird, und beschreibt aus den Mittelpunkten der Grundkreise K und k durch die Punkte t und t_1 zwei Kreise, so begrenzen diese die Kopftheile der Zähne der Räder. Die Länge der Fußtheile derselben wird durch zwei Kreise bestimmt, welche aus den Mittelpunkten der Theilkreise mit Halbmessern von solcher Größe beschrieben werden, daß sich durch diese der erforderliche Spielraum zwischen der Stirnfläche der Zähne des einen und der Grundfläche der Zahnlücken des anderen Rades ergibt.

Anmerkung. Wenn gleich die Verzahnung der Räder nach Cycloiden (Epi- und Hypocycloiden) den theoretischen Bedingungen einer Verzahnung (§. 126) vollkommen Genüge leistet, so hat sie doch in practischer Beziehung wesentliche Mängel. Diese sind:

1. Der Druck zwischen zwei zusammen arbeitenden Cycloidalzähnen nimmt um so mehr zu, je weiter sich ihr Berührungspunkt von der Mittelpunktslinie entfernt.

2. Findet bei mit einander arbeitenden Rädern, deren Zahnflächen nach Cycloiden geformt sind, ein fehlerhafter Eingriff Statt, wenn die genaue, dem Zustande der Berührung ihrer Theilkreise entsprechende Entfernung der Achsen derselben aus was immer für einem Grunde, z. B. durch das Auslaufen der Zapfenlager oder durch das Verrücken derselben, in etwas geändert wird, wenn gleich sie zu einander parallel bleiben.

3. Da bei der in dem §. 137 angegebenen Verzeichnungsart der Cycloidal-Verzahnung die Zahnform eines Rades von zwei erzeugenden Kreisen abhängt, so kann ein mit Cycloidalzähnen versehenes Rad nur dann mit einem zweiten Rade von ähnlicher Verzahnung arbeiten, wenn nicht nur die Theilung beider Räder gleich groß ist, sondern auch die Zahnform des letzteren Rades mit zu Grundelegung der nämlichen zwei erzeugenden Kreise construirt wurde. Diesem nach kann auch von zwei zusammen gehörigen Rädern keines mit einem dritten Rade in Eingriff gesetzt werden, wenn die Zahnform desselben nicht der eben erwähnten Bedingung genügt.

Den vor angeführten Mängeln ist die Verzahnung der Räder nach der Evolvente nicht unterworfen; sie hat im Gegentheile folgende practisch wichtige Eigenschaften:

1. Der Druck, unter welchem die Berührung eines zusammen arbeitenden Zähnepaares Statt findet, bleibt vom Beginne bis zum Schlusse des Eingriffes constant.

2. Räder mit Evolventen-Verzahnung bleiben auch dann noch im richtigen Eingriffe, wenn die Entfernung ihrer Achsen durch zufällige Umstände vergrößert oder verringert wird; dieser Umstand ändert nur die Dauer des richtigen Eingriffes.

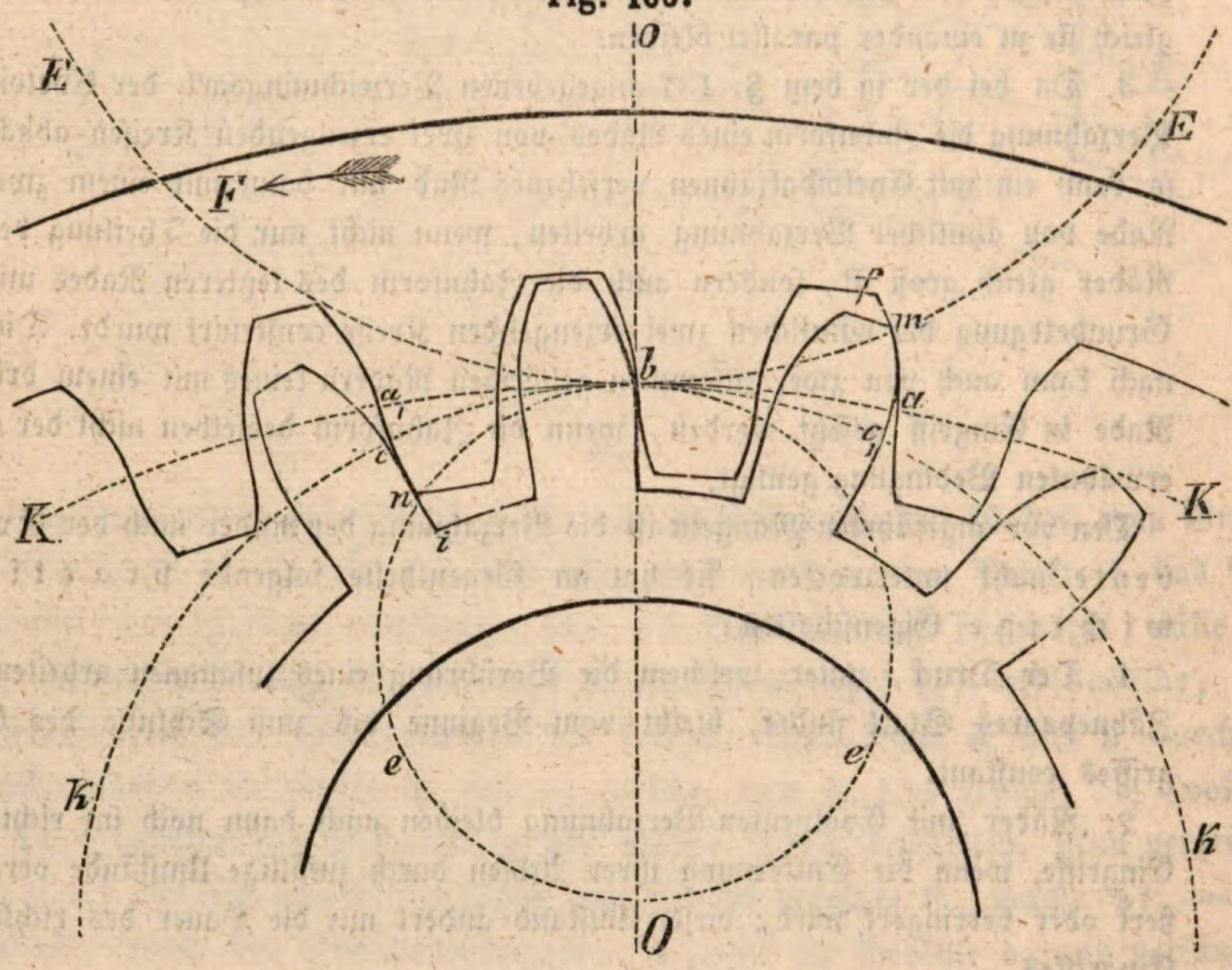
3. Alle mit Evolventen-Verzahnung versehenen Räder werden, wenn sie nur eine gleiche Theilung haben, stets gehörig in einander greifen, da die Form der Zähne des einen Rades von der eines anderen völlig unabhängig ist.

Durch Vergleichung der beiden Verzahnungsarten unter übrigens gleichen Umständen rücksichtlich ihrer Vor- und Nachtheile ergibt sich, daß bei der Evolventen-Verzahnung eine gleichförmigere und sonach weniger nachtheilige Abnützung der Zahnflächen Statt findet, als bei der Verzahnung nach Cycloiden, bei welcher die Reibung zwischen den Zahnflächen eines arbeitenden Zahnpaares im Beginne des Eingriffes größer ist, als am Ende desselben; daß ferner in Folge des durch die Verrückung der Achsen bei der Cycloidal-Verzahnung entstehenden fehlerhaften Eingriffes nicht nur der regelmäßige Gang des Räderwerkes leidet, sondern auch möglicherweise ein Einklemmen und dadurch ein Abbrechen der Zähne herbeigeführt werden kann, daher die nach Cycloiden geformten Zähne einen größeren Spielraum innerhalb ihrer Zahnlücken benöthigen, als die Evolventenzähne; daß endlich wegen der unter

Nummer 3 angegebenen Eigenschaft der Evolventen-Verzahnung diese eine allgemeinere Anwendung gestattet, als die Verzahnung nach Cycloiden. Daraus folgt, daß die Evolventen-Verzahnung unter sonst gleichen Umständen allen anderen Verzahnungsarten vorzuziehen ist.

§. 139. Verzeichnung der inneren Verzahnung eines mit einem Getriebe arbeitenden cylindrischen Rades. Ist K (Fig. 105) der Theilkreis des Rades mit innerer Verzahnung, dessen Bewegung nach der Richtung des Pfeiles F erfolgen soll, k der des von Innen eingreifenden Getriebes, O o die Mittelpunktslinie der beiden Räder, und b der in derselben liegende Berührungspunkt ihrer Theilkreise, so verzeichne

Fig. 105.



man aus zwei Punkten der Mittelpunktslinie die sich ebenfalls in dem Punkte b berührenden Erzeugungs-Kreise E und e, deren Durchmesser kleiner als die Halbmesser der bezüglichen Theilkreise sind, in einer solchen Lage, daß der erzeugende Kreis E außerhalb des zugehörigen Theilkreises K, der Kreis e aber innerhalb des Theilkreises k zu stehen kommt. Soll nun jedes zum Eingriffe gelangende Zahnpaar durch zwei Theilungen arbeiten, so mache man b a, b a_1, b c, b c_1, b m und b n gleich der Theilung, und construire in den Theilungspunkten a_1 und c die beiden Hypocycloidenbögen a_1 n und c n, so wie auch in den Punkten c_1 und a die beiden Epicycloidenbögen c_1 m und a m, von denen a_1 n und c_1 m zur Formung der Wölbungen, a m und c n aber zur Formung der Flanken der Zähne der beiden Räder dienen. Trägt man nun noch auf dem Umfange der beiden Theilkreise die Theilung, und aus den Theilungspunkten die Dicke der Zähne rings herum auf, verzeichnet ferner in den einzelnen auf

diese Weise erhaltenen Punkten der Theilkreise die zugehörigen und vollständigen Zahncurven in der erforderlichen Lage, beschreibt endlich aus den Mittelpunkten der Theilkreise K und k durch die Punkte m und n zwei Kreise, so schneiden diese die Länge der Kopftheile der verschiedenen Zähne ab, während zwei aus denselben Mittelpunkten durch die Punkte f und i verzeichneten Kreise die Tiefe der Zahnlücken bestimmen.

Anmerkung. Die innere Verzahnung eines cylindrischen Rades läßt sich auch nach der Evolvente ohne Schwierigkeit verzeichnen. Da sich aber die Seitenflächen der Zähne desselben concav, hingegen die des zugehörigen Getriebes convex ergeben, und es einerseits in practischer Beziehung schwierig ist, eine vorgezeichnete concave Fläche genau auszuführen, andererseits die Concavität der Zahnflächen das Ansammeln von verdickter Schmiere, Staub u. s. w. begünstiget, so ist es ersichtlich, daß bei einer solchen Verzahnung ein schwerer Gang, ja sogar das Einklemmen der Zähne zu befürchten ist. Aus diesem Grunde ist die Anwendung der Evolvente bei Rädern mit innerer Verzahnung trotz den in der Anmerkung des §. 138 angeführten Vortheilen derselben nicht anzurathen.

§. 140. Beziehungen zwischen zwei mit einander arbeitenden cylindrischen Zahnrädern. Ist die Verzahnung cylindrischer Räder den in dem §. 126 angegebenen Bedingungen, beziehungsweise den vorhergehenden Paragraphen gemäß ausgeführt, so müssen sich dieselben vermittelst des wechselseitigen Eingriffes ihrer Zähne gerade so bewegen, wie durch bloße Berührung ihrer Theilkreise, daher für cylindrische Räder die nämlichen Beziehungen volle Giltigkeit haben, welche in dem §. 122 für cylindrische Frictionsräder abgeleitet wurden. Bezeichnen daher R und r die Halbmesser der in einander greifenden Räder, n_R und n_r die ihnen zugehörigen Umdrehungszahlen in jeder Minute, ferner w_R und w_r ihre Winkelgeschwindigkeiten, so müssen dem eben Gesagten gemäß, für cylindrische Zahnräder ebenfalls die Relationen:

$$\frac{R}{r} = \frac{n_r}{n_R} \ldots (1$$

$$\text{und } \frac{R}{r} = \frac{w_r}{w_R} \ldots (2$$

bestehen. Es verhalten sich sonach die Umdrehungszahlen und die Winkelgeschwindigkeiten zweier in einander greifenden cylindrischen Zahnräder ebenfalls verkehrt wie ihre Halbmesser.

Setzt man

$$\frac{R}{r} = \frac{n_r}{n_R} = \frac{w_r}{w_R} = i \ldots (3,$$

so nennt man diese Zahl die **Uebersetzungs- oder Umsetzungszahl.**

Ist ferner t die Theilung zweier zusammen arbeitenden Zahnräder von den Halbmessern **R** und **r**, z_R die Anzahl der Zähne des Rades **R** und z_r die des Rades **r**, so muß dem in dem §. 130 Gesagten gemäß

$$t = \frac{2 R \pi}{z_R} \text{ und eben so } t = \frac{2 r \pi}{z_r},$$

demnach $\frac{2 R \pi}{z_R} = \frac{2 r \pi}{z_r}$ sein, woraus sich sofort die Relation

$$\frac{z_R}{z_r} = \frac{R}{r} \ldots (4,$$

und, wegen Relation 1, auch

$$\frac{z_R}{z_r} = \frac{n_r}{n_R} \ldots (5$$

ergibt, so daß sich demnach die Zähnezahlen zweier in einander greifenden cylindrischen Räder gerade so wie ihre Halbmesser, oder umgekehrt wie ihre Umdrehungszahlen verhalten.

§. 141. Bestimmung der Halbmesser zweier zusammen arbeitenden cylindrischen Zahnräder. Sind die Zähnezahlen z_R und z_r zweier Räder, so wie auch ihre gemeinschaftliche Theilung t gegeben und bezeichnen **R** und **r** die zu bestimmenden Halbmesser, so ergibt sich wegen $t z_R = 2 \pi R$ und $t z_r = 2 \pi r$,

$$R = \frac{t z_R}{2 \pi} \ldots (1$$

$$\text{und } r = \frac{t z_r}{2 \pi} \ldots (2.$$

Wenn aber die Umdrehungszahlen n_R und n_r dieser Räder und die Länge **L** ihrer Mittelpunktslinie gegebene Größen sind, so muß zunächst nach Relation 1 des vorhergehenden Paragraphes $\frac{n_R}{n_r} = \frac{r}{R}$, und daher $\frac{n_R + n_r}{n_r} = \frac{R + r}{R}$, oder, wegen $R + r = L$, auch $\frac{n_R + n_r}{n_r} = \frac{L}{R}$ sein, woraus sofort

$$R = \frac{n_r}{n_R + n_r} L \ldots (3,$$

und, wegen $\frac{n_R + n_r}{n_r} = \frac{R + r}{r} = \frac{L}{r}$, auch

$$r = \frac{n_R}{n_R + n_r} L \ldots (4$$

folgt. Führt man endlich in den beiden Relationen 3 und 4 die Uebersetzungszahl ein, so wird wegen $\frac{n_r}{n_R} = i$,

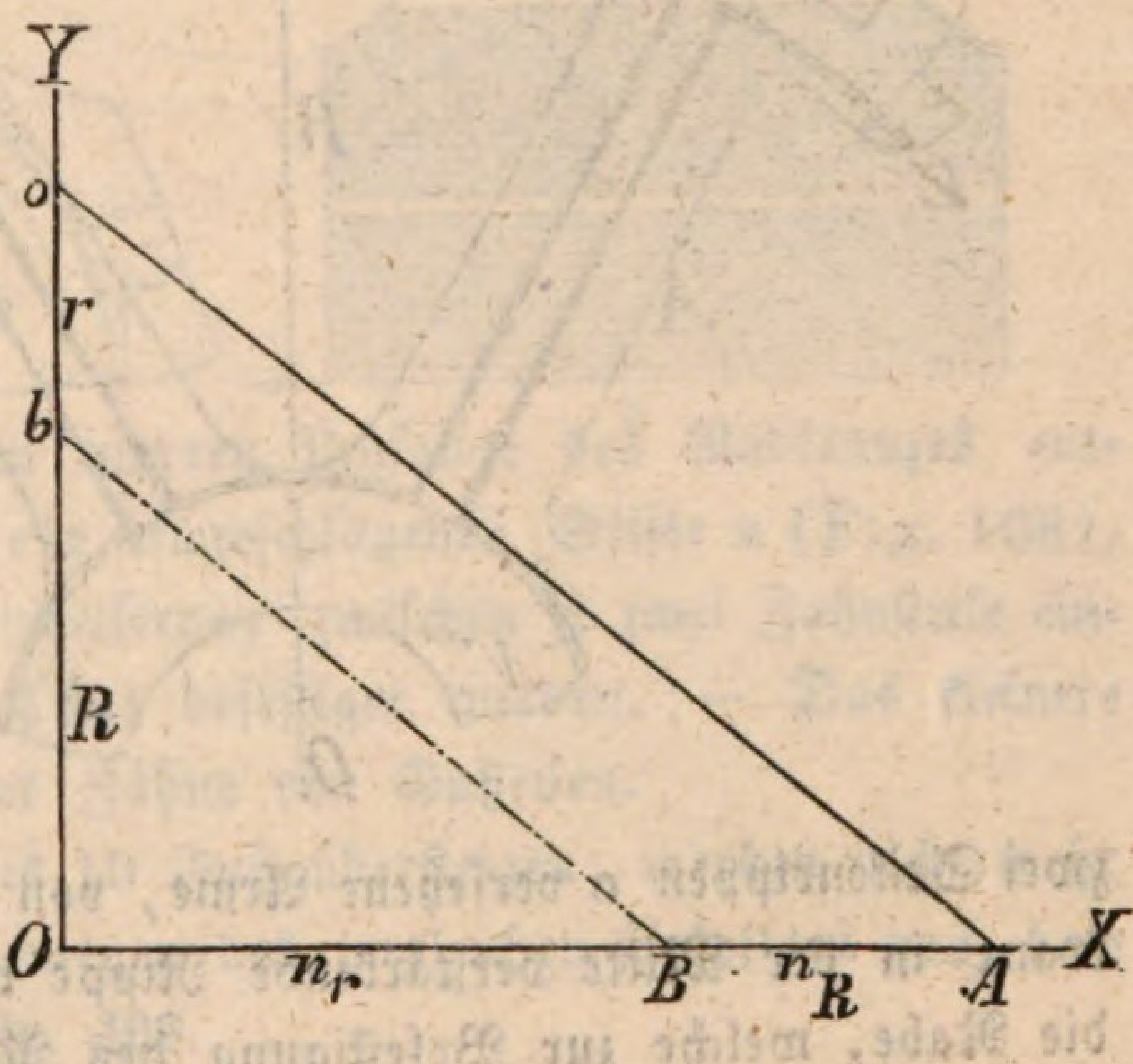
$$R = \frac{i}{1 + i} L \ldots (5,$$

$$\text{und } r = \frac{1}{1 + i} L \ldots (6.$$

In diesem Falle genügt es, wenn man nur einen der beiden Halbmesser nach der entsprechenden der Formeln 3 bis 6 bestimmt, da sich der Andere durch die Differenz zwischen der Länge der Mittelpunktslinie und dem Ersteren ergibt.

Anmerkung. Man kann die Größe der Halbmesser zweier Räder in dem letzteren Falle auch auf graphischem Wege bestimmen. Trägt man nämlich auf den Schenkeln O X und O Y (Fig. 106) eines rechten Winkels XOY von O bis o die Länge der Mittelpunktslinie, von O bis B die Umdrehungszahl n_r und von B bis A die n_R auf, wobei man als Einheitsmaß der Umdrehungszahlen eine beliebige Länge annimmt, zieht ferner die Linie A O und durch den Punkt B die zu dieser Parallele B b, so schneidet letztere die Linie O o in dem Punkte b, und es ist O b = R und o b = r. Denn da die beiden Dreiecke A O o und B O b ähnliche Dreiecke sind, so muß

Fig. 106.



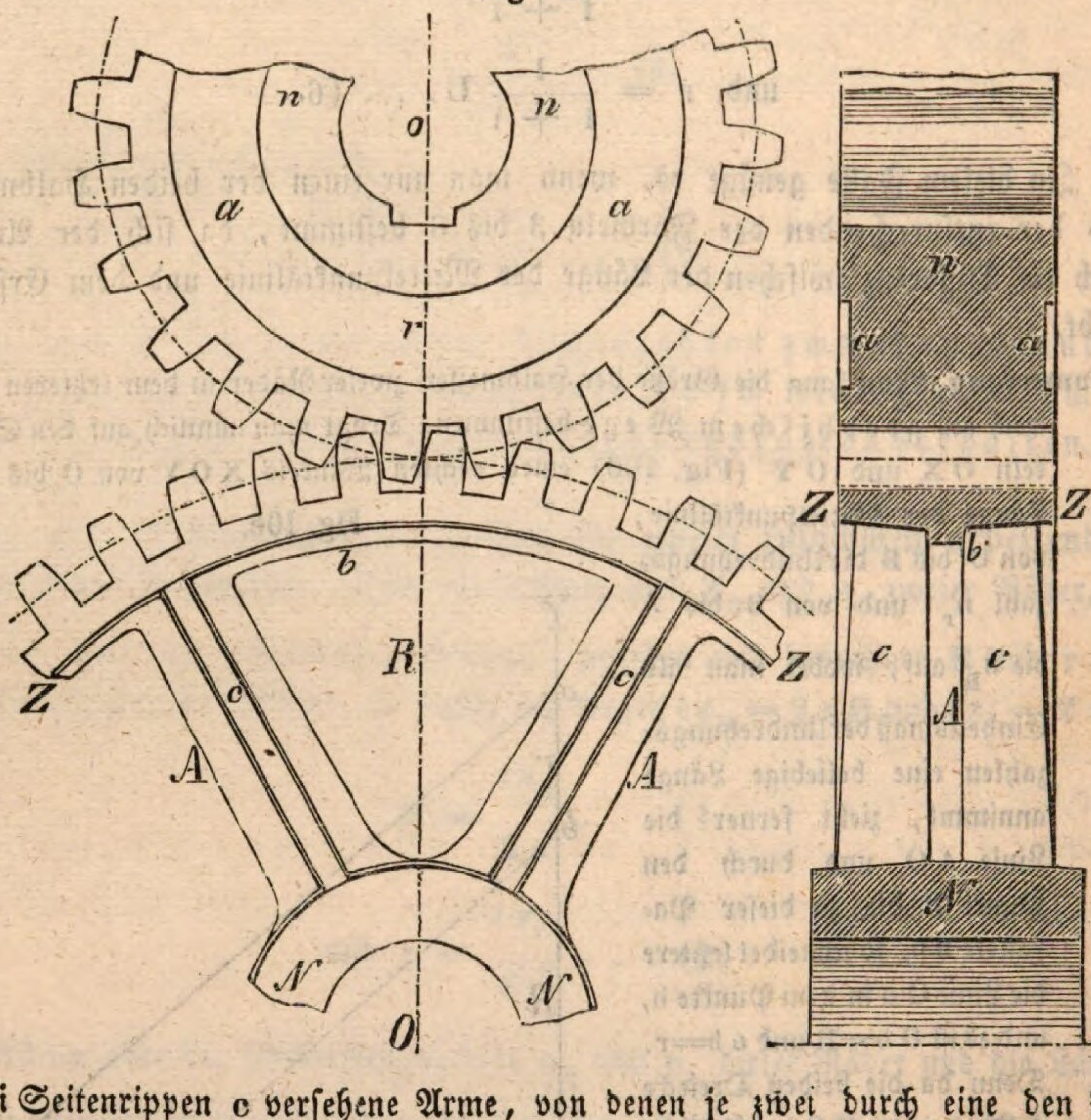
$\frac{O b}{O o} = \frac{O B}{O A}$, oder $\frac{O b}{L} = \frac{n_r}{n_R + n_r}$ sein, woraus sofort $O b = \frac{n_r}{n_R + n_r} L$ folgt. Weil aber $\frac{n_r}{n_R + n_r} L$ der Relation 3 dieses Paragraphes gemäß gleich R ist, so erhellet, daß O b = R und demnach o b = r sein muß.

§. 142. Construction der verzahnten Räder. Die verzahnten Räder werden entweder aus Holz oder aus Gußeisen hergestellt. Da aber die hölzernen Räder wegen der durch den Einfluß der Witterung bedingten Wandelbarkeit des Materiales mit der Zeit unrund werden, und dadurch einen unrichtigen

Eingriff herbeiführen, ferner das Holz weniger dauerhaft ist als das Eisen, so werden aus diesen Gründen vorzugsweise gußeiserne Räder angewendet, während hölzerne nur in besonderen Fällen zur Anwendung kommen.

Fig. 107 stellt ein Paar mit einander arbeitende Stirnräder in einer Ansicht und einem Seitendurchschnitte vor. **Z Z** ist der gußeiserne Radkranz des Rades **R**, an welchem die ebenfalls aus Gußeisen bestehenden Zähne angegossen sind. **A, A,** ... sind behufs der Verhütung von Seitenschwankungen des Rades mit

Fig. 107.

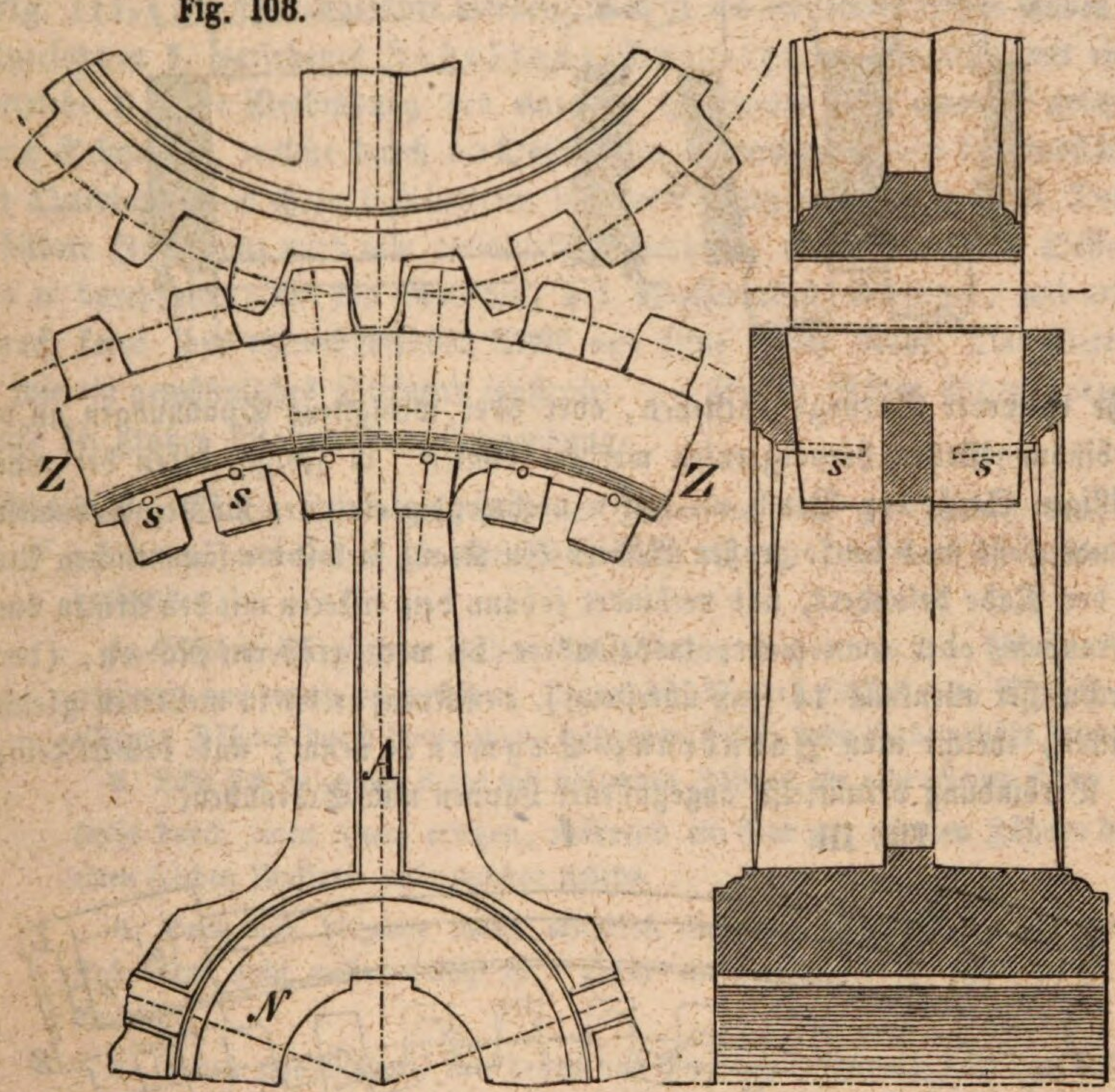


zwei Seitenrippen **c** versehene Arme, von denen je zwei durch eine den Radkranz in der Mitte verstärkende Rippe **b** verbunden sind. **N N** ist endlich die Nabe, welche zur Befestigung des Rades auf der Welle **O** dient. Das Rad **r** hat ebenfalls einen mit den Zähnen ein Ganzes bildenden Radkranz, welcher aber vermittelst einer vollen Armscheibe **a a** mit der Nabe **n n** in Verbindung steht. — Jedes der beiden Räder ist rücksichtlich seiner Theile in einem Stücke gegossen.

Bei Transmissionen versieht man das größere von zwei zusammen arbeitenden Rädern mit Zähnen aus Holz, wozu man gewöhnlich Weißbuchenholz in Anwendung bringt. **Fig. 108** stellt eine Verzahnung dieser Art in einer Ansicht und einem Durchschnitte vor. Der mit den Armen **A** und der Nabe **N** aus einem Stücke bestehende Radkranz **Z Z** des größeren der beiden Räder ist an seiner äußeren Umfangsfläche in radialer Richtung mit entsprechenden,

gleich weit von einander abstehenden, und pyramidalen Vertiefungen versehen, in welche die hölzernen Zähne auf die aus der nachfolgenden Figur

Fig. 108.



ersichtliche Weise eingesetzt, und am inneren Umfange des Radkranzes entweder durch eiserne, in die Zahnstiele eingeschlagenen Stifte s (Fig. 108), oder aber durch hölzerne oder schmiedeiserne, zwischen je zwei Zahnstiele einzutreibenden Keile k (Fig. 109 und 110) befestiget werden. — Das kleinere mit dem ersteren arbeitende Rad hat Zähne von Gußeisen.

Räder, deren Durchmesser 8 bis 10 Fuß übersteigen, werden nicht mehr in einem Stücke gegossen, weil wegen des ungleichen Erkaltens nach dem

Fig. 109.

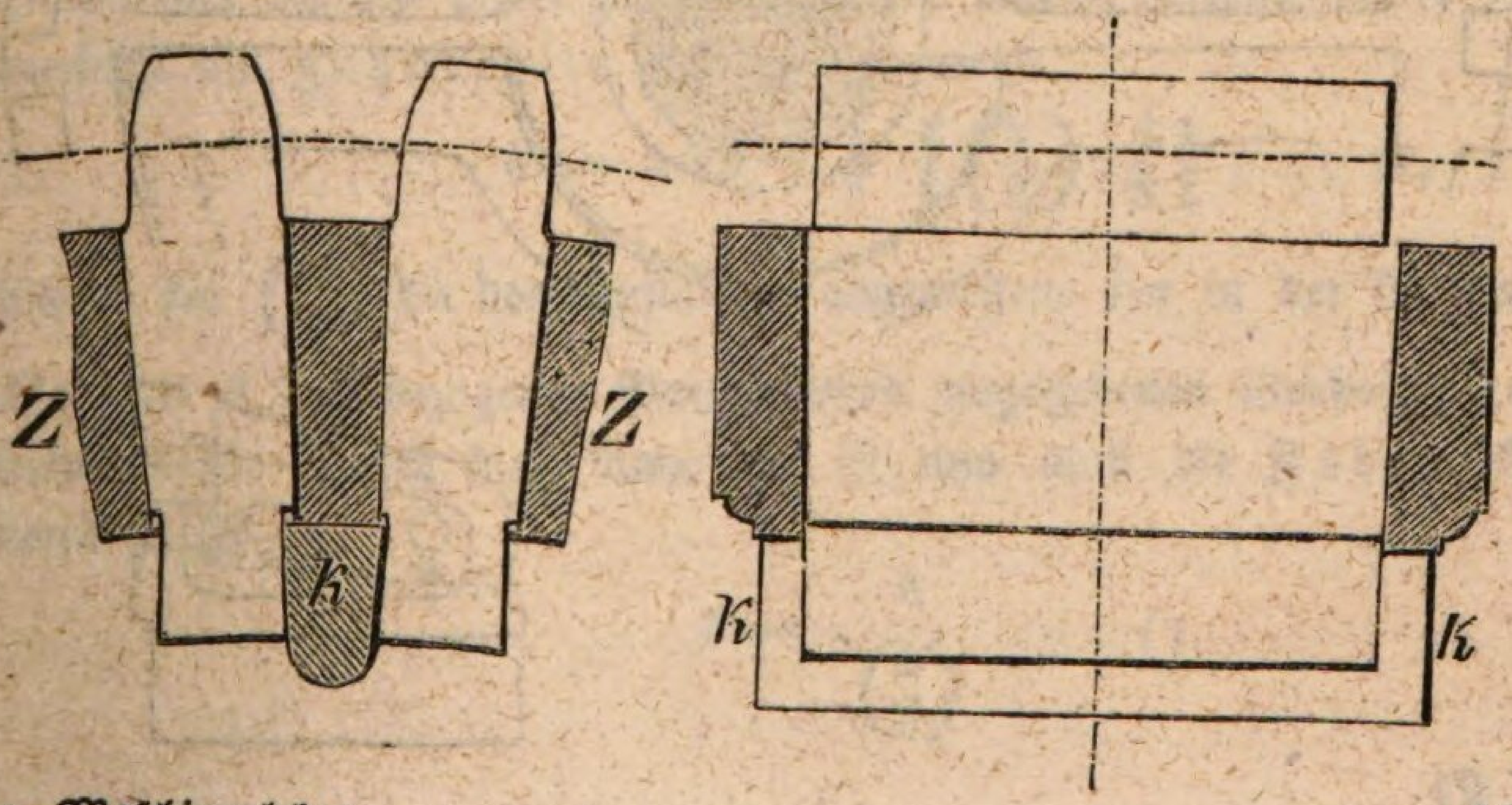
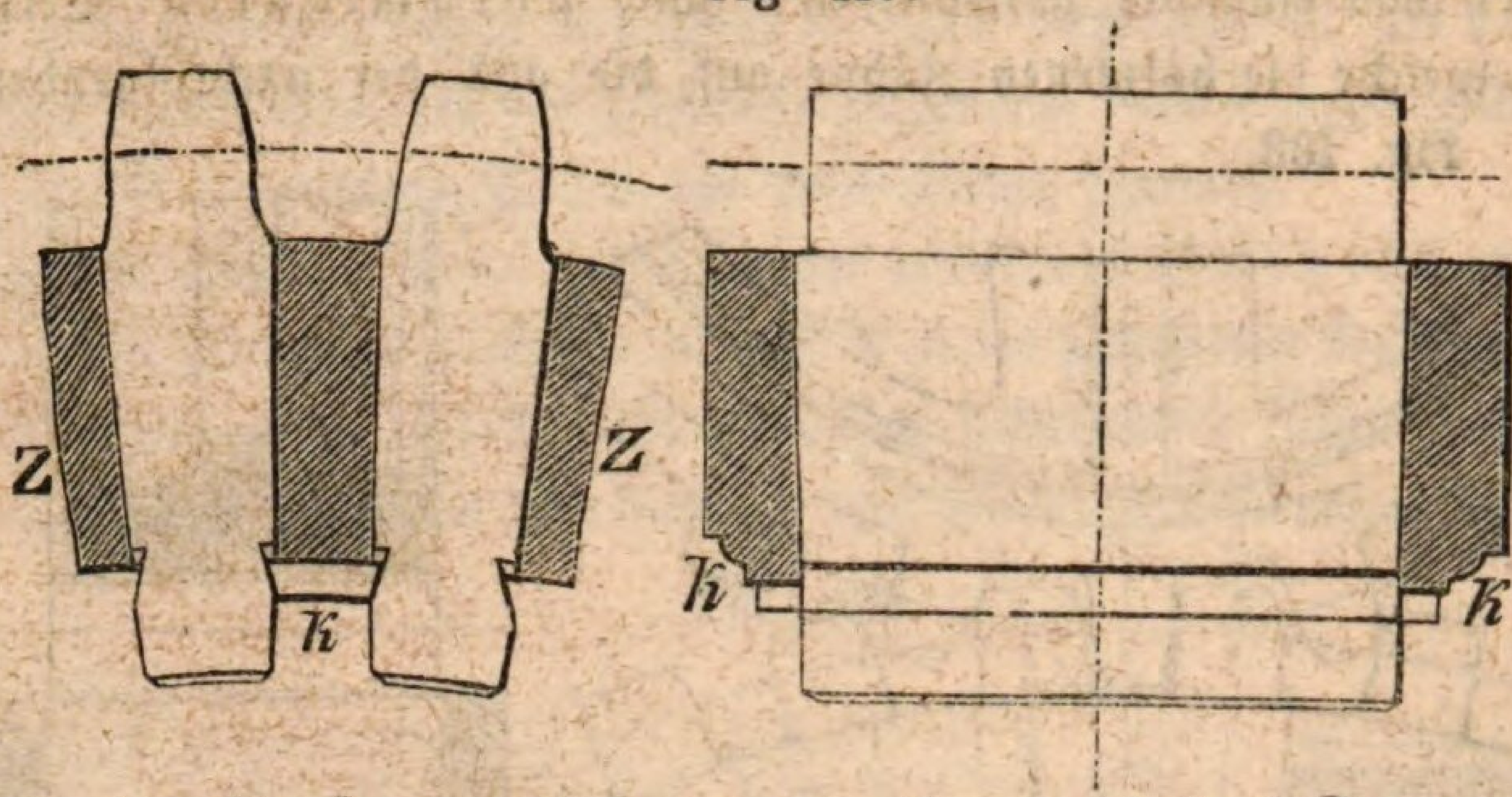
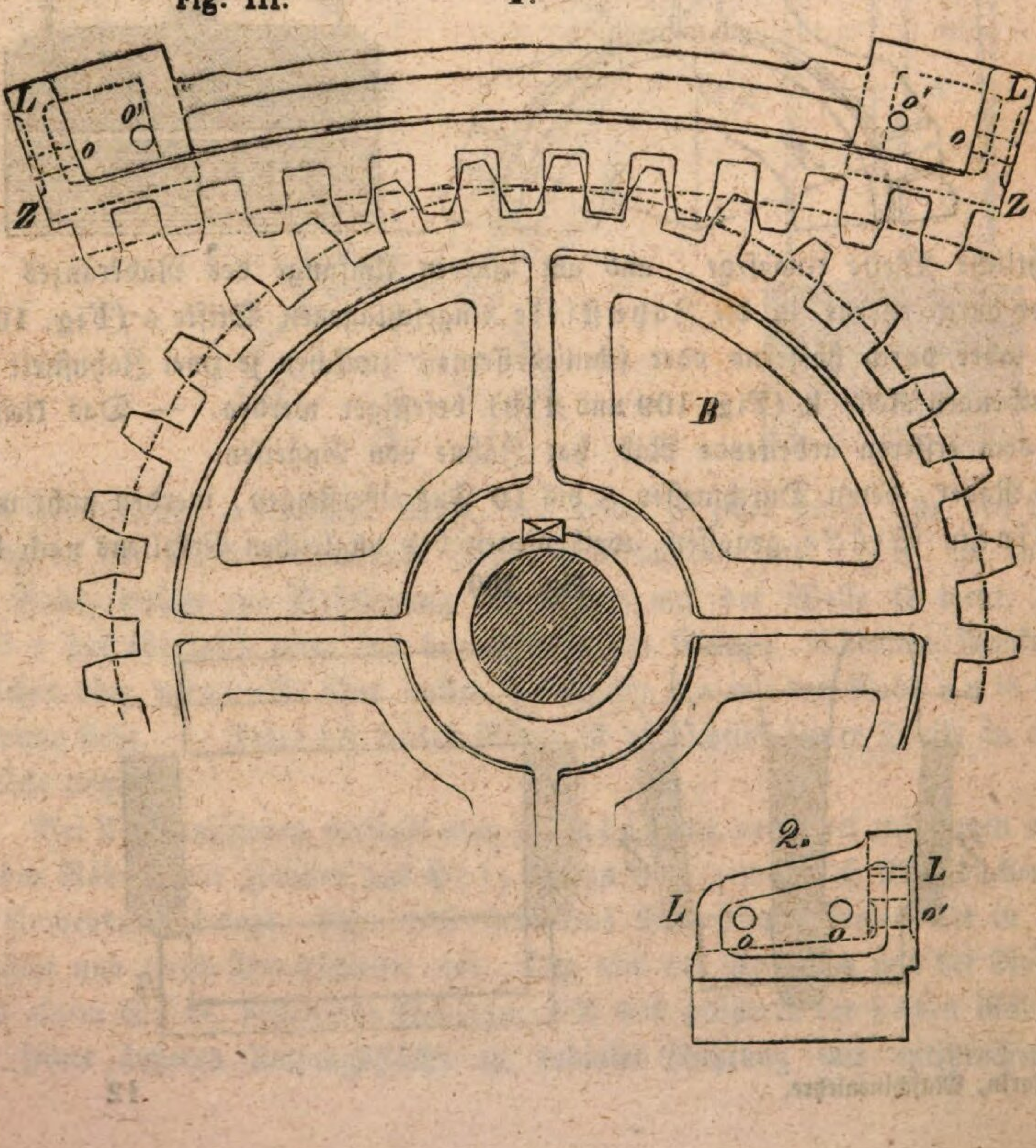


Fig. 110.



Guße entweder Sprünge entstehen, oder aber wenigstens Spannungen an den Verbindungsstellen hervorgerufen werden könnten, in Folge deren bei einem zufälligen Stoße der Bruch an diesen nothwendig eintreten müßte. Aus diesem Grunde gießt man bei so großen Rädern den Kranz so wie die sämmtlichen Arme mit der Nabe besonders, und verbindet sodann den ersteren mit den Armen durch Schrauben, oder man gießt, insbesondere bei noch größeren Rädern, (deren Durchmesser allenfalls 14 Fuß übersteigt), den Kranz selbst in mehreren gleichen Stücken, welche man Zahnkranz-Segmente nennt, und bewerkstelliget ihre Verbindung vermittelst angegossener Lappen und Schrauben.

Fig. 111.



Als Beispiel der letzteren Constructionsart kann ein mit einem Getriebe im Eingriffe stehendes cylindrisches Rad mit innerer Verzahnung (Fig. 111, 1 und 2), angeführt werden. Z Z ist ein an seinen beiden Enden mit Querlappen L versehenes Zahnkranz-Segment im Eingriffe mit einem Getriebe B. Die Verbindung der einzelnen Segmente unter einander geschieht durch Schrauben, welche durch die Oeffnungen o durchgehen und die Endflächen der Querlappen an ihren bearbeiteten Rändern gegen einander drücken. Der so gebildete Zahnkranz wird nun vermittelst Schrauben, welche durch die Oeffnungen o′ durchgehen, an den Radkranz des Wasserrades befestiget, und erhält sonach keine ihm eigenthümlichen Arme und keine eigene Nabe. Das Getriebe ist wie ein gewöhnliches Stirnrad construirt. — Solche Räder finden vorzugsweise bei großen Wasserrädern Anwendung.

Anmerkung 1. Die Anwendung hölzerner Zähne bei dem größeren von zwei zusammen arbeitenden Transmissionsrädern ist mit folgenden Vortheilen verbunden:

1. Werden die eisernen Zähne des kleineren Rades von den hölzernen des größeren nur wenig angegriffen, daher die Dauerhaftigkeit der Getriebe mit eisernen Zähnen durch Anwendung hölzerner Zähne beim Rade erhöht wird.

2. Läßt sich bei einem Rade mit hölzernen Zähnen ein gebrochener Zahn sehr leicht durch einen neuen ersetzen, während ein Rad mit eisernen Zähnen durch einen solchen Umstand unbrauchbar würde.

3. Kann man hölzerne durch längeren Gebrauch abgenützte Zähne, deren Zahnform nicht mehr richtig ist, gegen neue mit richtiger Zahnform umwechseln.

4. Gehen zwei Räder, von denen das Eine mit hölzernen und das Andere mit dem Ersteren arbeitende mit eisernen Zähnen versehen ist, viel ruhiger, als wenn beide Räder eiserne Zähne hätten.

Anmerkung 2. Die einer zu übertragenden Kraft entsprechenden Zahndimensionen können in dem Falle, wenn der Druck bekannt ist, welcher zwischen den Zähnen zweier zusammen arbeitenden Räder Statt finden soll, auf die durch das Beispiel 7 des §. 19 erklärte Weise bestimmt werden. Wenn aber bloß der Durchmesser derjenigen Welle, welche der mit einer gewissen Geschwindigkeit durch Torsion zu übertragenden Kraft entspricht, und der Halbmesser des auf dieser zu befestigenden Rades bekannt ist, so bestimme man zunächst die Zahnbreite aus der Formel:

$$b = 1{\cdot}33\ d \sqrt{\left[\left(\frac{b}{\delta}\right) \cdot \frac{d}{R}\right]} \ \ldots \ (1,$$

wobei für $\left(\frac{b}{\delta}\right)$ die den Umständen angemessene der in der Anmerkung zu dem Beispiele 7 des bezogenen Paragraphes angegebenen Verhältnißzahlen zu substituiren ist. Durch diese Annahme ist nun auch die Zahndicke bestimmt, denn es ist

$$\delta = \frac{b}{\left(\frac{b}{\delta}\right)} \ \ldots \ (2.$$

Die Zahnhöhe ergibt sich durch die dem gegebenen Falle entsprechende Verzeichnung der Verzahnung (§. 137 bis 139), oder durch

$$h = \frac{3}{2}\,\delta \;.\;.\;.\;.\;(3.$$

Ferner bestimme man die Theilung der zusammen gehörigen Räder nach der entsprechenden der beiden Relationen 1 und 2 des §. 130, indem man im letzteren Falle $\delta_1 = 1{\cdot}52\,\delta$, und somit $t = 2{\cdot}67\,\delta$ setzt.

Die Anzahl der Zähne der beiden Räder findet man aus den Relationen

$$z_R = \frac{2\,R\,\pi}{t} \;.\;.\;.\;(4$$

$$\text{und } z_r = \frac{z_R}{i} \;.\;.\;.\;(5,$$

wobei man bei Rädern mit eisernen Zähnen die nächst kleinere ganze Zahl, bei Rädern mit hölzernen Zähnen aber die nächste, durch die Anzahl der Arme des Rades theilbare ganze Zahl als Zähnezahl annimmt. Hierauf corrigire man aber mit zu Grundelegung der angenommenen Zähnezahl des einen Rades und mit Beibehaltung des Halbmessers R desselben die Theilung der Räder, und mit dieser sodann den Halbmesser r des zweiten mit dem ersteren in Eingriff kommenden Rades.

Die Stärke der Radarme wird auf die nämliche Weise, wie bei Riemenscheiben, bestimmt, oder aber, wenn der vorbezeichnete Durchmesser d und die Anzahl a der Arme gegeben ist, aus den Formeln

$$h = 1{\cdot}7\,\frac{d}{\sqrt[3]{a}} \;.\;.\;.\;(6, \text{ und}$$

$$b = \frac{1}{5}\,h \;.\;.\;.\;(7$$

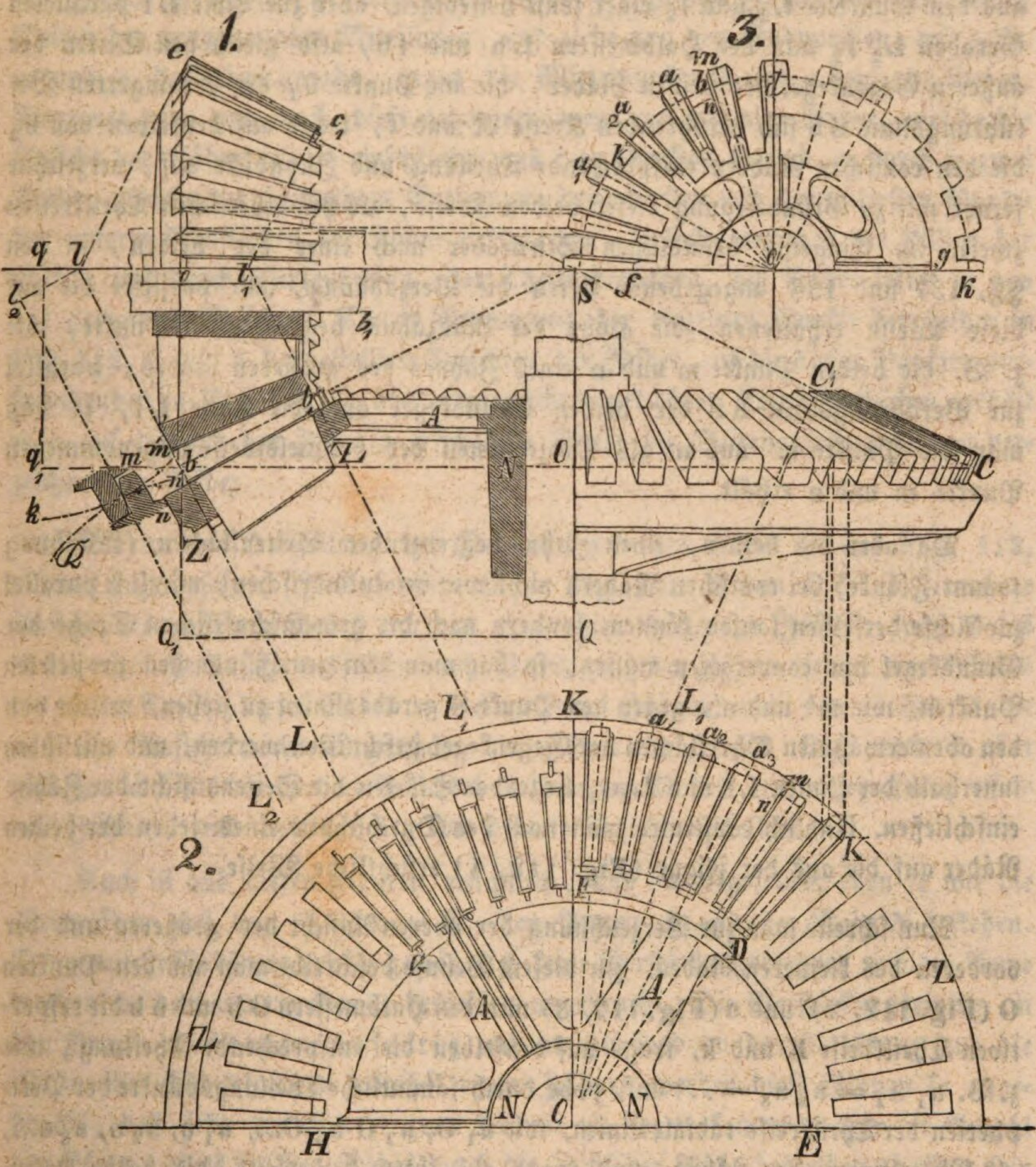
berechnet.

Die Metalldicke der Nabe an ihrer äußeren Fläche wird nach derselben empirischen Formel berechnet, welche in der Anmerkung 2 des §. 118 angegeben wurde.

§. 143. Verzeichnung der Verzahnung zweier mit einander arbeitenden Kegelräder; ihre Construction. Sind R und r die Halbmesser der Theilkreise (§. 124) zweier zusammen gehörigen Kegelräder und α der Winkel, unter welchem sich die Achsen derselben schneiden sollen, so verzeichne man zwei gerade Linien SQ und Sq (Fig. 112, 1), welche sich in dem Punkte S unter dem Winkel $QSq = \alpha$ schneiden, errichte in den beliebigen Punkten Q und q derselben die Senkrechten $QQ_1 = R$ und $qq_1 = r$ und ziehe aus ihren Endpunkten Q_1 und q_1 die zu den bezüglichen Achsen parallelen, sich in dem Punkte b schneidenden Linien Q_1b und q_1b. Dieser Punkt bestimmt den Berührungspunkt der Theilkreise der beiden Kegelräder; zieht man daher aus demselben gegen die Achsen SQ und Sq der beiden Räder die Senkrechten bC und bc, welche sich mit den respectiven Achsen in den Punkten O und o durchschneiden, so sind bO und bo die Halbmesser R und r der beiden

Theilkreise **K** und **k**. Durch Verbindung der Punkte **C**, **c** und **b** mit dem Durchschnittspunkte **S** der beiden Achsen erhält man die Grundkegel **CSb** und **cSb** der Räder, welche sich in der gemeinschaftlichen Linie **bS**, als der erzeugenden Linie der Grundkegeloberflächen, berühren.

Fig. 112.



Da die Zähne conischer Räder eben so, wie bei cylindrischen Rädern mit äußerer Verzahnung, auf der äußeren Umfangsfläche der Grundkegel angebracht werden, so trage man die entsprechende Zahnbreite auf der gemeinschaftlichen Berührungslinie **bS** derselben von **b** bis b_1 auf, und begrenze die Zähne der Räder in diesen Punkten durch Endflächen, welche durch zwei Kegeloberflächen gebildet werden, die man erhält, wenn man durch die Punkte **b** und b_1 die Linien **lbL** und $l_1 b_1 L_1$ senkrecht auf **bS** zieht, und die Durchschnittspunkte **L**, L_1, **l** und l_1 derselben mit den beiden Achsen der Räder als Spitzen

von Kegeloberflächen betrachtet, welche durch die Umdrehung der Linien L b, $L_1 b_1$, l b und $l_1 b_1$ um die Achsen der bezüglichen Grundkegel erzeugt werden. Die auf diese Weise entstehenden Kegel L b C, $L_1 b_1 C_1$, l b c und $l_1 b_1 c_1$ werden die **complementairen- oder Gegenkegel** genannt.

Nun beschreibe man, zum Behufe der weiteren Verzeichnung der Zähne, aus den Punkten L_2 und l_2 einer sonst beliebigen, aber zur Linie L l parallelen Geraden $L_2 l_2$ mit den Halbmessern L b und l b, also gleich den Seiten der äußeren Gegenkegel der beiden Räder, die im Punkte b_2 der verlängerten Berührungslinie S b sich berührenden Kreise K und k, trage auf denselben von b_2 die den conischen Rädern entsprechende Theilung und Zahndicke auf, verzeichne ferner mit zu Grundelegung dieser beiden Kreise, als hypothetischen Theilkreisen zweier im Eingriffe befindlichen Stirnräder nach einer der beiden, in den §§. 137 und 138 angegebenen Arten die Verzahnung, und projicire die auf diese Weise erhaltenen, die Höhe der Radzähne begrenzenden Punkte, wie z. B. die beiden Punkte m und n eines Zahnes des größeren Rades, parallel zur Berührungslinie b S der beiden Grundkegel auf die Linie L l, so daß man die Punkte m′ und n′ als Projectionen der beispielsweise angenommenen Punkte m und n erhält.

Da aber die beiden, einen Zahn begrenzenden Seitenflächen (Wölbung sammt Flanke) bei conischen Rädern nicht wie bei cylindrischen, nämlich parallel zur Achse derselben laufen können, sondern nach der gemeinschaftlichen Spitze der Grundkegel hin convergiren müssen, so hat man dem gemäß von den projicirten Punkten, wie m′ und n′, gegen den Punkt S gerade Linien zu ziehen, welche von den oben erwähnten Oberflächen der Gegenkegel geschnitten werden, und mit ihren innerhalb der Linien L l und $L_1 l_1$ liegenden Stücken die Seitenansicht der Zähne einschließen. Endlich construire man noch den Durchschnitt eines jeden der beiden Räder auf die aus der Figur (Fig. 112, 1) ersichtliche Weise.

Nun schreite man zur Verzeichnung der oberen Ansicht des größeren und der vorderen des kleineren Rades. Zu diesem Behufe beschreibe man aus den Punkten O (Fig. 112, 2) und o (Fig. 112, 3) mit den Halbmessern O b und o b die respektiven Theilkreise K und k, trage auf denselben die entsprechende Theilung, wie z. B. $a_1 a_2 = a_2 a_3 = \ldots$ auf, ziehe durch sämmtliche Theilungspunkte der Peripherien der Theilkreise radiale Linien, wie a_1 O, a_2 O a_3 O..., a_1 o, a_2 o, a_3 o..., als Mittellinien der Zähne, und trage aus ihnen beiderseits die halbe Zahndicke auf. Ferner beschreibe man mit Halbmessern gleich der senkrechten Entfernung der äußersten Kantenpunkte, wie z. B. des Punktes m (Fig. 112, 1), der oberen Endflächen der Zähne von den geometrischen Achsen der Räder aus denselben Mittelpunkten O und o zwei Kreise und trage auf diesen aus den sich durch den Durchschnitt derselben mit den vorhin gezogenen Mittellinien ergebenden Punkten auf beiden Seiten derselben die halbe Dicke der Zähne an ihrer Stirnfläche gemessen, so wie auf zwei Kreisen, welche aus den Punkten O und o mit Halbmessern gleich der senkrechten Entfernung der tiefsten, die oberen

Endflächen der Zähne begrenzenden Punkte von den geometrischen Radachsen beschrieben werden, aus den Durchschnittspunkten dieser Kreise mit den erwähnten Mitellinien beiderseits derselben die halbe Breite der Zähne an ihren Wurzelenden gemessen auf, verzeichne weiters mit zu Grundelegung der auf diese Weise erhaltenen, auf je drei zusammengehörigen Kreisen liegenden Punkten, wie z. B. m, b, und n, das jedem Rade zugehörige Zahnprofil von beiden Seiten der vorgenannten Mitellinien, und ziehe von den Endpunkten, wie z. B. m und n desselben gerade, gegen die Mittelpunkte O und o laufende Linien. Begrenzt man nun noch diese letzt gezogenen und radialen Linien, welche die Ansicht der Zähne seitlich einschließen aus den Punkten O und o durch je zwei Kreise, welche der senkrechten Entfernung der obersten und der untersten Punkte der unteren Endflächen der Zähne entsprechen, so bekommt man die Zähne der Räder, und durch Verzeichnung aller Theile derselben, die Räder selbst in den vor genannten Ansichten. Durch Projicirung der einzelnen Punkte der beiden in **Fig. 112**, 2 und 3 dargestellten Ansichten der Räder auf die diesen Punkten entsprechenden in **Fig. 112**, 1 in Seitenansichten gedachten Kegeloberflächen, erhält man auf die aus den Figuren ersichtliche Weise die Seitenansichten der zu verzeichnenden Räder.

Die weitere Darstellung des Details der beiden Räder ist aus **Fig. 112**, 2 und 3 zu ersehen. Insbesondere ist in **Fig. 112**, 2 von **D** bis **F** die obere Ansicht des größeren Rades mit den eingesetzten hölzernen Zähnen, von **D** bis **E** die nämliche Ansicht desselben nach Beseitigung der Zähne, ferner von **F** bis **G** die untere Ansicht dieses Rades mit eingesetzten Zähnen, und von **G** bis **H** die nämliche Ansicht nach Wegnahme der Zähne dargestellt. **Fig. 112**, 3 aber gibt von **d** bis **f** die vordere Ansicht des kleineren Rades mit angegossenen eisernen Zähnen, und von **d** bis **g** die hintere Ansicht desselben.

Auch ist aus diesen Figuren ersichtlich, daß die Kegelräder eben so wie die Stirnräder aus dem Radkranze **Z**, den Armen **A** und der Nabe **N** bestehen. Der conische Radkranz erhält gewöhnlich keine Verstärkungsrippen, und die Arme werden an dem inneren Rande desselben angebracht. Die Verstärkungsrippen an den Armen macht man e i n s e i t i g und anschließend an den Radkranz und die Nabe. Bei Winkelrädern mit hölzernen Zähnen werden diese Rippen so angebracht, daß jede zwischen je zwei Kämme zu liegen kommt, daher die Anzahl der Kämme eines solchen Rades durch die Zahl der Arme desselben theilbar sein muß. Sollen conische Räder von größerem Durchmesser construirt werden, so fertiget man sie aus zwei oder mehreren Stücken an, welche vermittelst angegossener Lappen und Schrauben auf geeignete Weise mit einander verbunden werden.

Anmerkung 1. Daß bei der eben angegebenen Verzeichnungsart der Verzahnung von zwei zusammen gehörigen conischen Rädern die Zähne derselben mit einander im richtigen Eingriffe stehen werden, ergibt sich aus der nachfolgenden Betrachtung. Denkt man sich nämlich die Oberflächen der beiden äußeren

Gegenkegel b L C und b l c in eine durch die Gerade L l normal gegen die Berührungslinie b S der beiden Grundkegel gelegte Ebene abgewickelt, so erhält man zwei Kreissectoren, deren Mittelpunkte in den Punkten L und l der beiden Radachsen liegen, demnach ihre Radien den Seiten der respectiven Gegenkegel gleich sind, und deren Peripherien sich in dem Punkte b der Linie b S berühren. Verzeichnet man nun auf diesen Peripherien, dieselben als Stücke der Theilkreise zweier Stirnräder betrachtend, die entsprechenden Zahnprofile (§§. 137 oder 138), und wickelt diese derart verzahnten Sectoren wieder um die bezüglichen Grundkegel als ihnen zugehörige Kegelmäntel auf, so geben die auf ihnen verzeichneten Zahncontouren die äußeren Endflächen der Zähne der conischen Räder, und diese werden eben so richtig auf einander einwirken, wie die der hypothetischen Stirnräder, welche der Verzahnung derselben zu Grunde gelegt wurden. Denn da sich zwei Stücke der beiden Kegeloberflächen b L C und b l c, welche in irgend einem Augenblicke der Bewegung durch die Linie L l gehen, momentan um die Punkte L und l, als Mittelpunkten, in der durch L l normal auf b S gelegten Ebene drehen, so ist es einleuchtend, daß die äußeren Endflächen der Zähne der beiden Räder in dem Augenblicke, in welchem sie durch die Linie L l durchgehen, richtig in einander greifen werden, wenn sie von Zahncurven begrenzt sind, die zwei zusammen arbeitenden Stirnrädern entsprechen, welche sich in der erwähnten, durch L l gelegten Ebene um ihre zugehörigen Mittelpunkte L und l drehen. Es wird aber auch ein richtiger Eingriff auf beiden Seiten der Linie L l in einer kleinen Entfernung von derselben Statt finden, weil zwei sich berührende Flächen stets ein um den Berührungspunkt liegendes kleines Flächenstück mit einander gemeinschaftlich haben, demnach die in diesem von beiden Seiten des Berührungspunktes liegenden sehr kurzen Bogenstücke auch als in der durch L l geführten Ebene liegend betrachtet werden können. Weil aber ein zum Eingriffe gelangendes Zahnpaar stets nur durch einen kurzen Weg von jeder Seite des Berührungspunktes b zusammen arbeitet, so ist es ersichtlich, daß die in der Peripherie der oben erwähnten Sectoren verzeichneten Profile der Zähne der beiden Kegelräder richtig in einander greifen werden.

Da man sich ferner die Zähne der beiden Räder aus unendlich vielen von b bis b_1 normal auf $b b_1$ an einander gelagerten Flächen bestehend denken kann, welche sämmtlich als Durchschnittsflächen der Zähne mit einer unendlich großen Zahl von Kegeloberflächen, deren Spitzen zwischen L und L_1, so wie zwischen l und l_1 liegen, zu betrachten sind, von diesen Flächen aber das Nämliche gilt, welches für die Endflächen der Zähne nachgewiesen wurde, so folgt, daß die Zähne der beiden Räder nach der oben angegebenen Verzeichnungsweise in ihrer ganzen Seitenausdehnung, d. i. ihre Seitenflächen im richtigen Eingriffe mit einander stehen werden.

Anmerkung 2. Der Theorie gemäß sollen die Zähne conischer Räder nach Epicloiden oder Evolventen geformt werden, deren Punkte in einer Kugeloberfläche liegen, welche aus der gemeinschaftlichen Spitze ihrer Grundkegel mit der Berührungslinie derselben beschrieben wird. Man nennt sie sphärische Epicycloiden oder Evolventen; der sie beschreibende Punkt behält immer denselben Abstand von der gemeinschaftlichen Spitze der Grundkegel, bleibt daher auch stets in der erwähnten Kugeloberfläche.

Anmerkung 3. Die Dimensionen der einzelnen Theile conischer Räder werden auf die nämliche Weise, wie die der cylindrischen Räder, also nach den in der Anmerkung 2 des §. 143 angegebenen Regeln berechnet.

§. 144. **Beziehungen zwischen zwei mit einander arbeitenden conischen Rädern.** Da eine auf die in dem vorhergehenden Paragraphe angegebene Weise construirte Verzahnung von conischen Rädern dem §. 126 zu Folge die Eigenschaft besitzt, daß die Bewegungsübertragung vermittelst derselben eben so Statt findet, wie durch die unmittelbare Berührung der Grundkegel, so ist es einleuchtend, daß die in dem §. 123 für zwei conische Frictionsräder entwickelten Beziehungen auch für zwei verzahnte Kegelräder giltig sind. Wenn demnach **R** und **r** die Halbmesser der Theilkreise zweier zusammen arbeitenden Kegelräder, n_R und n_r die ihnen zugehörigen Umdrehungszahlen, w_R und w_r ihre Winkelgeschwindigkeiten, z_R und z_r aber die bezüglichen Zähnezahlen bezeichnen, so müssen auch bei conischen Rädern die Relationen:

$$\frac{R}{r} = \frac{n_r}{n_R} = \frac{w_r}{w_R} \; . \; . \; . \; (1,$$

so wie, dem §. 140 gemäß,

$$\frac{Z_R}{z_r} = \frac{R}{r} = \frac{n_r}{n_R} \; . \; . \; . \; (2$$

Statt haben. Es verhalten sich sonach die Umdrehungszahlen oder die Winkelgeschwindigkeiten zweier zusammengehörigen Kegelräder ebenfalls verkehrt, wie die Halbmesser ihrer Theilkreise, während die Zähnezahlen derselben in dem geraden Verhältniße ihrer Halbmesser, oder in dem verkehrten ihrer Umdrehungszahlen stehen.

§. 145. **Bestimmung der Halbmesser zweier zusammen arbeitenden Kegelräder.** Sind die den beiden Rädern zukommenden Zähnezahlen, und die gemeinschaftliche Theilung gegeben, so werden ihre Halbmesser auf die nämliche Weise, wie unter gleichen Voraussetzungen bei cylindrischen Rädern (§. 141) bestimmt.

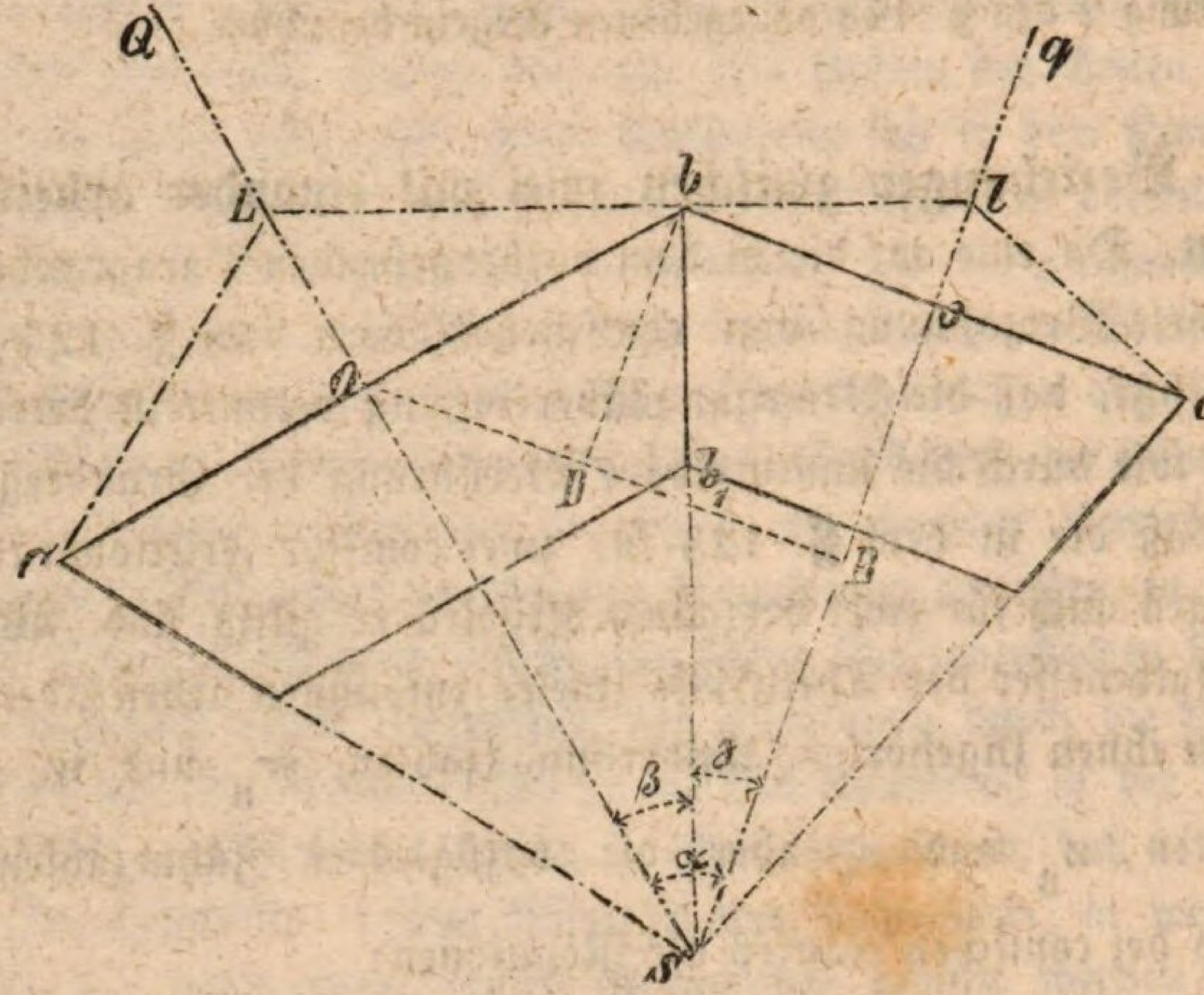
Wenn aber der Achsenwinkel $QSq = \alpha$ (Fig. 113) der beiden Kegelräder, ihre Uebersetzungszahl i und die Länge $bS = \lambda$ der Berührungslinie derselben gegeben ist, so folgt zunächst aus den beiden rechtwinkeligen Dreiecken **bSO** und **bSo**:

$bO = bS . \sin bSO$ und $bo = bS . \sin bSo$, oder, wenn $bO = R$, $bo = r$, $bSO = \beta$ und $bSo = \gamma$ gesetzt wird,

$$R = \lambda \sin \beta \ldots (1,$$

$$\text{und } r = \lambda \sin \gamma \ldots (2.$$

Fig. 113.



Dividirt man die Gleichung 1 durch 2, so erhält man

$$\frac{R}{r} = \frac{\sin \beta}{\sin \gamma} = i,$$

und, da $\beta = \alpha - \gamma$ ist, auch $i = \frac{\sin(\alpha - \gamma)}{\sin \gamma} = \frac{\sin \alpha . \cos \gamma - \cos \alpha . \sin \gamma}{\sin \gamma}$,

oder $i = \frac{\sin \alpha}{\tang \gamma} - \cos \alpha$, demnach

$$\tang \gamma = \frac{\sin \alpha}{i + \cos \alpha} \ldots (3.$$

Auf gleiche Weise ergibt sich

$$\tang \beta = \frac{i \sin \alpha}{1 + i \cos \alpha} \ldots (4.$$

Bestimmt man nun aus den Gleichungen 4 und 3 die Werthe von β und γ, so kann man aus den Gleichungen 1 und 2 die Halbmesser der Kegelräder berechnen. Weil aber $\frac{R}{r} = i$, demnach

$$r = \frac{R}{i} \ldots (5,$$

so ist es hinreichend, wenn man nach Bestimmung des Winkels β aus Relation 4 den Werth des Halbmessers R aus der Gleichung 1 berechnet, und zur Ermittelung der Größe des zweiten Halbmessers r sich der Gleichung 5 bedient.

Anmerkung. Die Seiten b L = ℜ und b l = 𝔯 der Gegenkegel b C L und b c l welche, dem §. 143 zu Folge, die Halbmesser der zur Verzeichnung der Verzahnung conischer Räder erforderlichen Hilfskreise sind, kann man auch im Wege der Rechnung mit Hilfe der Formeln

$$\mathfrak{R} = \frac{R}{R \cos \alpha + r} \sqrt{[R^2 + 2 R r \cos \alpha + r^2]} \ldots (6$$

$$\text{und } \mathfrak{r} = \frac{r}{R + r \cos \alpha} \sqrt{[R^2 + 2 R r \cos \alpha + r^2]} \ldots (7$$

bestimmen. Dividirt man die Formel 6 durch 7, so wird wegen $\frac{R}{r} = i$

$$\frac{\mathfrak{R}}{\mathfrak{r}} = \frac{i\,(i + \cos\alpha)}{1 + i\cos\alpha} \quad \ldots (8.$$

Für $\alpha = 90^0$ ergibt sich aus den Relationen 6, 7 und 8

$$\mathfrak{R} = \frac{R}{r}\sqrt{[R^2 + r^2]} \quad \ldots (9,$$

$$\mathfrak{r} = \frac{r}{R}\sqrt{[R^2 + r^2]} \quad \ldots (10,$$

$$\text{und } \frac{\mathfrak{R}}{\mathfrak{r}} = \left(\frac{R}{r}\right)^2 = i^2 \quad \ldots (11.$$

§. 146. Bestimmung der Intensität der auf den Theilkreis des treibenden Rades reduzirten Umdrehungskraft. Bezeichnet **R** den Halbmesser des treibenden Rades, n_R seine Umdrehungszahl, **N** den von der treibenden Achse auf den Umfang des auf ihr angebrachten Rades (als des treibenden) übertragenen Effect in Pferdekräften, und **P** die an dem Umfange desselben wirkende Umdrehungskraft in Pfunden, so ist, wenn v die Umfangsgeschwindigkeit der beiden Räder in Fußen bedeutet, der in Fußpfunden ausgedrückte und auf den Umfang des treibenden Rades übertragene Effect: $E = P\,v$, woraus

$$P = \frac{E}{v} \quad \ldots (1,$$

und, wegen $E = 430\ N$, auch

$$P = \frac{430\ N}{v} \quad \ldots (2$$

folgt; so daß die Umdrehungskraft gefunden wird, wenn man den in Fußpfunden ausgedrückten Effect durch die Umfangsgeschwindigkeit des treibenden Rades in Fußen dividirt.

Da aber $v = \frac{2\,\pi\,R\,n_R}{60}$ ist, so ergibt sich durch Substitution dieses Werthes in der Relation 2:

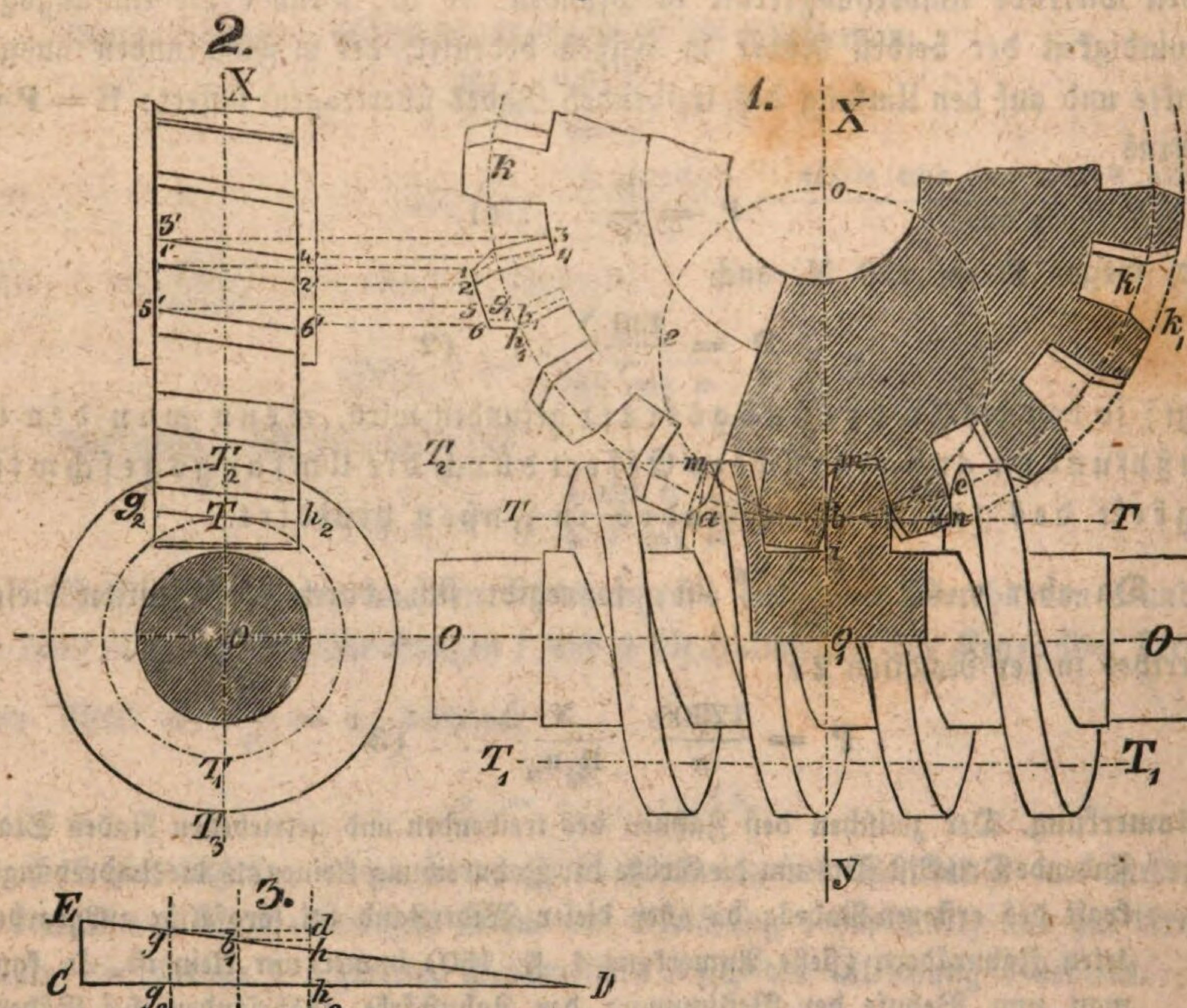
$$P = \frac{12900}{\pi} \cdot \frac{N}{R\,n_R} \quad \ldots (3.$$

Anmerkung. Der zwischen den Zähnen des treibenden und getriebenen Rades Statt findende Druck ist stets um die Größe der Zahnreibung kleiner als die Umdrehungskraft des ersteren Rades; da aber dieser Widerstand bei sorgfältig ausgearbeiteten Zahnrädern (siehe Anmerkung 1, §. 150) immer nur klein ist, so kann man zum Behufe der Bestimmung der Zahnstärke, insbesondere bei Rädern mit cycloidaler Verzahnung (siehe die Anmerkung des §. 139), den mittleren Druck zwischen den im Eingriffe befindlichen Zähnen annäherungsweise der Umdrehungskraft gleich setzen.

§. 147. Verzeichnung der Verzahnung bei der Schraube ohne Ende; Bemerkungen rücksichtlich ihrer Construction. Sind O und o (Fig. 114, I) zwei sich nicht schneidende, aber unter einem rechten Winkel gegen ein-

ander liegende Achsen, kk der Theilkreis des Rades, TT die mit demselben in dem Punkte b in Berührung stehende Theillinie der zugehörigen Schraube, d. i. die Durchschnittslinie ihres Grundcylinders (auf dessen Oberfläche der vorspringende Theil der Schraubengewinde angebracht gedacht wird) mit einer durch die geometrische Achse O O der Schraube normal auf die Achse o des Rades gelegten Ebene, und soll das Zahnrad durch die Rotation der Achse O O in Folge des zwischen den Zähnen desselben und den Schraubengewinden herrschenden Eingriffes eine den Bedingungen einer guten Verzahnung entsprechende Umdrehungsbewegung annehmen, dabei aber der Eingriff vor und hinter der Mittellinie O_1 o um dieselbe Größe Statt finden, so müssen die Zahnwölbungen des Rades nach einer durch Abwickelung der Theillinie TT von dem Punkte c des Theilkreises kk entstehenden **Evolvente** c n, und die Schraubenflächen des vorspringenden Theiles der Gewinde nach einer durch Wälzung des erzeugenden Kreises e auf der Theillinie TT der Schraube (vom Punkte a angefangen) gebildeten **gemeinen Cycloide** a m,

Fig. 114.



hingegen die Flanken der Radzähne und die unterhalb der Oberfläche des Grundcylinders der Schraube befindlichen Schraubenflächen nach **geraden Linien** geformt werden, welche für das Rad nach radialer Richtung, für die Schraube aber normal auf ihre Theillinie zu ziehen sind. Dadurch wird bei der Umdrehung der Schraube der Punkt n der zusammengesetzten Schraubenfläche bis zur Mittellinie O_1 o an der Zahncurve n c

gleiten und die Berührung bloß in der Theillinie T T Statt finden, während hinter der Mittellinie Punkte der durch Rotation der Curve b m′ um die geometrische Achse der Schraube und gleichzeitige, aber stetig und parallel zur Achsenrichtung derselben erfolgende Längenbewegung dieser Curve erzeugten Schraubenfläche mit zugehörigen Punkten der Zahnflanke b i in Berührung treten. Es wird daher vor der Mittellinie O_1 o die Berührung der Schraubenflächen der Gewinde mit einer Zahnfläche nur in einer durch den Punkt n der Theillinie auf der Oberfläche des Grundcylinders $TTT_1 T_1$ verzeichnet gedachten Schraubenlinie, — der mittleren Schraubenlinie —, hinter derselben aber in Schraubenlinien Statt finden, welche durch die auf einander folgenden, von b bis m′ liegenden Punkte der Curve b m′ beschrieben gedacht werden.

Diesem nach hat die Verzeichnung der Schraube ohne Ende auf folgende Weise zu geschehen: Ist O_1 b = r (Fig. 114, 1) der Halbmesser des Grundcylinders der Schraube, und o b = R der des Radtheilkreises, so trage man auf einer Geraden X Y als Mittellinie die Länge (R + r) von O_1 bis o auf, ziehe durch O_1 eine auf XY Verticale O O als geometrische Achse der Schraube, ferner durch den Theilungspunkt b der Mittellinie O_1 o die zu O O Parallele T T als Theillinie der Schraube und beschreibe aus o mit dem Halbmesser o b den Theilkreis k k des Rades, welcher von der Theillinie TT in dem Punkte b berührt wird. Nun trage man die Theilung und die Zahndicke auf dem Theilkreise k k und der Theillinie T T von dem Punkte b, als dem Berührungspunkte einer Zahnfläche mit der Schraubenfläche, angefangen nach rechts und links auf, construire in den um eine Theilung von b abstehenden Punkten a und c die entsprechenden Curven, den Cycloidalbogen a m und den Evolventenbogen c n nämlich, und verzeichne den mittleren Schnitt der Schraube ohne Ende, d. i. die durch den Schnitt einer auf der Achse des Rades normalen und durch die Achse der Schraube geführten Ebene sich ergebende Figur. Dieses geschieht indem man in den einzelnen die Zahn- und Gewinddicke bestimmenden Theilpunkten des Theilkreises k k und der Theillinie TT die ihnen entsprechenden Curven in gehöriger Lage verzeichnet, und, mit Berücksichtigung des Umstandes, daß der Eingriff zwischen Schraube und Rad vor und hinter der Mittellinie O_1 o um die nämliche Größe — hier um eine Theilung — Statt finden soll, die Zahndurchschnitte des Rades am Kopfe vermittelst eines aus o durch den Punkt n der Theillinie T T beschriebenen Kreises n k_1, die Gewinddurchschnitte der Schraube aber von Außen durch eine Gerade m T_2, welche durch den Punkt m des erzeugenden Kreises e parallel zu O O gezogen wird, hingegen die Tiefe der Zahnlücken vermittelst eines aus o beschriebenen Kreises und die Tiefe der innerhalb der Gewinde der Schraube liegenden Zwischenräume durch eine zu O O parallele Gerade so begrenzt, daß die Zähne des Rades sich innerhalb der Zwischenräume der Schraubengewinde frei bewegen können, und im Uebrigen den mittleren Schnitt der Schraube auf die aus der Figur ersichtlichen Weise vervollständiget.

Um die Ansichten der Schraube ohne Ende zu erhalten, verzeichne man zunächst die Seitenansicht $T_2 T_3$ (Fig. 114, 2) der Schraube, ziehe hierauf eine gerade Linie CD (Fig. 114, 3), und trage auf derselben von C bis D die halbe Peripherie des Kreises TT_1 als Durchschnittskreises des Grundcylinders der Schraube, errichte ferner in C eine Senkrechte CE gleich der halben Theilung und ziehe die Gerade ED; diese gibt nun die wirkliche Neigung, d. i. das Ansteigen der Schraubengänge, da sie als Tangente an das erste Element der auf dem Grundcylinder $TTT_1 T_1$ der Schraube verzeichnet gedachten Schraubenlinie von einer der Theilung des Rades entsprechenden Ganghöhe betrachtet werden kann. Trägt man weiters von einem beliebigen Punkte b_1 dieser Linie ED beiderseits die Hälfte der Zahnbreite des Rades nach g und h auf, und fällt von g auf die durch den Punkt h der Linie ED senkrecht auf CD gezogene Linie hh_2 das Perpendikel gd, so ist dh die totale Breite der Seitenflächen der Radzähne in der vorderen Ansicht der Schraube ohne Ende. Wenn man daher von den auf dem Theilkreise kk des Rades liegenden Punkten der Zahndurchschnitte (Fig. 114, 1) auf beiden Seiten derselben die Hälfte von dh, wie z. B. von b_1 nach g_1 und h_1 aufträgt, und durch alle auf diese Weise erhaltenen Punkte die der ermittelten Zahnform entsprechende Zahncurve in der gehörigen Lage verzeichnet, so hat man die vordere Ansicht des Rades.

Zum Behufe der Bestimmung der Seitenansicht desselben, fälle man von den Punkten g und h (Fig. 114, 3) auf die Linie CD die Perpendikel gg_2 und hh_2, trage die Länge $g_2 h_2$ auf einer den Kreis TT_1 (Fig. 114, 2) in dem Punkte T berührenden Linie auf, und ziehe durch die so erhaltenen Punkte zwei zu OX parallele Linien; diese begrenzen die Breite des Rades. Fällt man ferner von den in der Seitenansicht sichtbaren Eckpunkten der Zähne des Rades (Fig. 114, 1) Perpendikel auf die Linie OX (Fig. 114, 2), wie z. B. die Perpendikel 11′, 22′, 33′, 44′, 55′, 66′, so geben diese durch den Durchschnitt mit der Entsprechenden der beiden durch g_2 und h_2 parallel zu OX früher gezogenen Linien Punkte, welche mittelst geraden Linien, wie z. B. 3′ 4′, 1′ 2′, 5′ 6′ verbunden, die Seitenansicht der Zähne des Rades bestimmen.

Endlich verzeichne man noch die Schraube in der vorderen Ansicht in der aus der Figur 114, 1 ersichtlichen Art, indem man die je zwei zusammengehörigen Eckpunkten des mittleren Schnittes der Schraubengewinde entsprechenden Schraubenlinien auf die in der darstellenden Geometrie gelehrte Weise construirt.

Gewöhnlich wirkt die Schraube treibend; wenn aber einer Achse eine große Geschwindigkeit ohne Anwendung von anderweitigen Zwischenmechanismen ertheilt werden soll, wie dieses z. B. bei den den Gang der Schlagwerke der Uhren regulirenden Flügelrädern (Windfängen) u. s. w. der Fall ist, so läßt man das Rad auf die Schraube treibend wirken, muß aber dann dem Schraubengewinde eine große Steigung geben, oder besser eine mehrgängige Schraube anwenden.

Die Schraube wird in der Regel mit flachgängigen Gewinden versehen; nur bei kleinen Schrauben und feiner Theilung wendet man scharfgängige Gewinde und sonach schneidige Zähne bei dem Rade an.

Wird die Schraube ohne Ende zur Uebertragung einer größeren Kraft in Anwendung gebracht, so wird das Rad mit den Zähnen in Einem gegossen, hingegen werden die Zähne in eine metallene Scheibe durch eine der Schraube vollkommen gleiche Schneidspindel eingeschnitten, wenn die Schraube ohne Ende bloß zum Behufe einer genauen Führung dienen soll. In diesem letzteren Falle sind die die Zahnform bestimmenden Flächen die Einhüllungsflächen, welche durch die relative Bewegung der Schraubengewinde der Schneidspindel gegen das Rad beschrieben werden.

Anmerkung 1. Da die Zähne des Rades der vor erklärten Verzeichnung der Schraube ohne Ende gemäß auf der Umfangsfläche des Radkranzes schief stehen, und die Neigung ihrer Seitenflächen gegen die Schraubenachse der Neigung der Gewinde gegen dieselbe entspricht, so ist es einleuchtend, daß in jedem Augenblicke der Bewegung die Berührung eines Zahnes mit den Schraubengewinden nur in einem Punkte Statt findet, und daher sowohl die Abnützung der Seitenflächen der Zähne als auch der Schraubenflächen der Gewinde nicht unbedeutend ausfallen muß. Werden aber die Radzähne durch eine der Schraube gleiche Schneidspindel in einer metallenen Scheibe eingeschnitten, so geschieht die Berührung der correspondirenden Zahn- und Schraubenflächen in einer Schraubenlinie, deren Länge durch die Breitenausdehnung der ersteren Flächen bestimmt wird, und es wird, wie begreiflich, eine geringere Abnützung der zum Eingriffe kommenden Flächen Statt haben, als in dem vorhergehenden Falle.

Anmerkung 2. Bezeichnet d den Durchmesser der Schraubenachse, welcher dem §. 31 gemäß der durch Torsion zu übertragenden Kraft entsprechend bestimmt wurde, d_1 den Durchmesser der Radachse, R den Halbmesser des Rades, r den der Schraube, und Z_R die Zähnezahl des Rades, so kann man bei Anwendung einer eingängigen Schraube die Dimensionen einer Schraube ohne Ende mit Hilfe der Formeln:

$$d_1 = 0{\cdot}6\ d \sqrt[3]{z_R} \ldots (1,$$

$$R = 0{\cdot}21\ d\ z_R \ldots (2,$$

$$\text{und } r = 2\ d \ldots (3,$$

so wie endlich, wenn b die Zahnbreite und δ ihre Dicke bezeichnet, diese letzteren Abmessungen nach Beispiel 7 des §. 19 bestimmen, wobei man $\frac{b}{\delta} = 4$ anzunehmen hat.

Anmerkung 3. Soll die Bewegung von einer Achse auf eine andere zu der ersteren nicht parallele, sondern gegen dieselbe unter einem schiefen Winkel liegende, sich aber nicht schneidende Achse übertragen werden, wie dieses bei manchen Maschinen, z. B. bei den in Spinnereien im Gebrauche befindlichen der Fall ist, so kann man entweder die sogenannten Schrauben- oder die Hyperboloidenräder zur Anwendung bringen, von denen erstere mit einer auf

ihrer cylindrischen Umfangsfläche schief liegenden, nach dem Prinzipe einer mehrgängigen Schraube construirten Verzahnung, letztere aber mit Zähnen versehen sind, welche auf einer hyperboloidischen Oberfläche liegen und auf die nämliche Art und Weise wie bei conischen Rädern construirt sind, oder man kann ein doppeltes conisches Räderwerk anwenden, in welchem Falle die Verbindung der einen Achse mit der anderen durch eine Zwischenachse bewerkstelliget wird, welche die beiden Achsen schneidet und die an ihren Enden mit zwei conischen Rädern versehen ist, welche in entsprechende, an den zu verbindenden Achsen angebrachte Kegelräder eingreifen.

§. 148. Beziehungen bei der Schraube ohne Ende; Bestimmung des Radhalbmessers. Da bei einer jeden vollständigen Umdrehung der Schraube ein Zahn des Rades im Theilkreise um einen der Schraubenganghöhe gleichen Weg fortgeschoben wird, so hängt die Anzahl der Theilungen, um welche das Fortrücken des Rades Statt findet, von der Anzahl der Schraubengänge ab. Es rückt daher bei einer eingängigen Schraube während einer einmaligen Umdrehung derselben um ihre geometrische Achse das Rad um eine Theilung, bei einer zweigängigen um zwei Theilungen u. s. w. fort.

Bezeichnet demnach n_R die Anzahl der Umdrehungen des Rades, und n_r die der Schraube während einer Minute, z_R die Anzahl der Zähne des Rades und z_r die Zahl der Schraubengänge, so ist $\frac{z_R}{z_r}$ die Anzahl der Umdrehungen der Schraube während einer Umdrehung des Rades, und $\frac{z_R}{z_r} n_R$ die Anzahl der Umdrehungen der Schraube während n_R Umdrehungen des Rades, sonach

$\frac{z_R}{z_r} n_R = n_r$, woraus

$$\frac{z_R}{z_r} = \frac{n_r}{n_R} \quad \ldots (1,$$

$$\text{und } z_R = z_r \frac{n_r}{n_R} \quad \ldots (2$$

folgt. Für eine eingängige Schraube, wie sie gewöhnlich zur Anwendung kommt, ist $z_r = 1$ und daher

$$z_R = \frac{n_r}{n_R} \quad \ldots (3.$$

Bei der eingängigen Schraube kommen also auf jede Radumdrehung so viel Umdrehungen der Schraube, als das Rad Zähne hat.

Ist ferner **R** der Halbmesser des Rades, t seine Theilung und h die Schraubengangthöhe, so muß $2\pi R n_R = h n_r$, und daraus sofort

$$R = \frac{h}{2\pi} \cdot \frac{n_r}{n_R},$$

oder, wegen $h = z_r\, t$, auch

$$R = z_r \frac{t}{2\pi} \frac{n_r}{n_R} \ldots (4.$$

Für eine eingängige Schraube wird wegen $z_r = 1$

$$R = \frac{t}{2\pi} \frac{n_r}{n_R} \ldots (5,$$

und mit Berücksichtigung der Relation 3:

$$R = \frac{t}{2\pi} z_R \ldots (6.$$

Anmerkung. Aus der Relation 3 ist es ersichtlich, daß die Schraube ohne Ende ein sehr geeignetes Mittel zur Verwandlung großer Geschwindigkeiten in kleinere ist, indem man das Uebersetzungsverhältniß nach Umständen durch die Annahme einer größeren oder geringeren Zähnezahl des Rades beliebig modificiren kann; nur darf die zu übertragende Kraft nicht groß sein, weil sonst eine zu bedeutende Abnützung der sich reibenden Theile Statt finden würde.

§. 149. Bestimmung der Intensität der auf den Umfang des Grundcylinders der Schraube reduzirten Umdrehungskraft. Bezeichnet man mit **R** den Halbmesser des Rades, und mit r den der Schraube, (d. i. den Halbmesser ihres Grundcylinders) in Zollen, mit n_R und n_r ihre bezüglichen Umdrehungszahlen in der Minute, ferner mit **E** den von der Schraube auf das Rad zu übertragenden Effect in Fußpfunden, mit **P** die auf den Umfang des Grundcylinders der Schraube reduzirte, tangentiell an den Durchschnittskreis desselben wirkende Umdrehungskraft, und endlich mit v die Umfangsgeschwindigkeit der Schraube in Fußen, so ist dem §. 65 gemäß $E = P\, v$, woraus sich sofort

$$P = \frac{E}{v} \ldots (1,$$

oder, weil $v = \frac{2\pi r n_r}{12.60} = \frac{\pi r n_r}{360}$ ist, durch Substitution dieses Werthes in der Relation 1:

$$P = \frac{360}{\pi} \cdot \frac{E}{r n_r} \ldots (2$$

ergibt.

Da aber die Schraube während jeder Umdrehung wie eine schiefe Ebene von einem dem Steigwinkel der Schraube gleichen Neigungswinkel und von einer Länge, welche der Länge einer Schraubengangwindung gleich

ist, auf das Rad einwirkt, so muß, wenn man mit α den Steigwinkel der Schraube und mit K den am Theilrißumfange des Rades in paralleler Richtung zur Schraubenachse wirkenden Widerstand bezeichnet, dem in der Physik Gelehrten zu Folge, ohne Berücksichtigung des Reibungswiderstandes

$$P = K \,\text{tang}\, \alpha,$$

oder, wenn h die Schraubenganghöhe ist, wegen $\text{tang}\, \alpha = \frac{h}{2\pi r}$,

$$P = K \frac{h}{2\pi r}$$

sein, woraus sich für die von Seite der Umdrehungskraft P in der Richtung der Schraubenachse auf das Rad wirkende Seitenkraft der Werth

$$K = \frac{2\pi r}{h} P,$$

oder, wegen Relation 2,

$$K = 720 \frac{E}{h\, n_r} \ldots (3$$

ergibt.

Anmerkung. Die in einer auf die Schraubenfläche normalen Richtung wirkende Seitenkraft, also der Normaldruck D gegen die Zähne des Rades ist

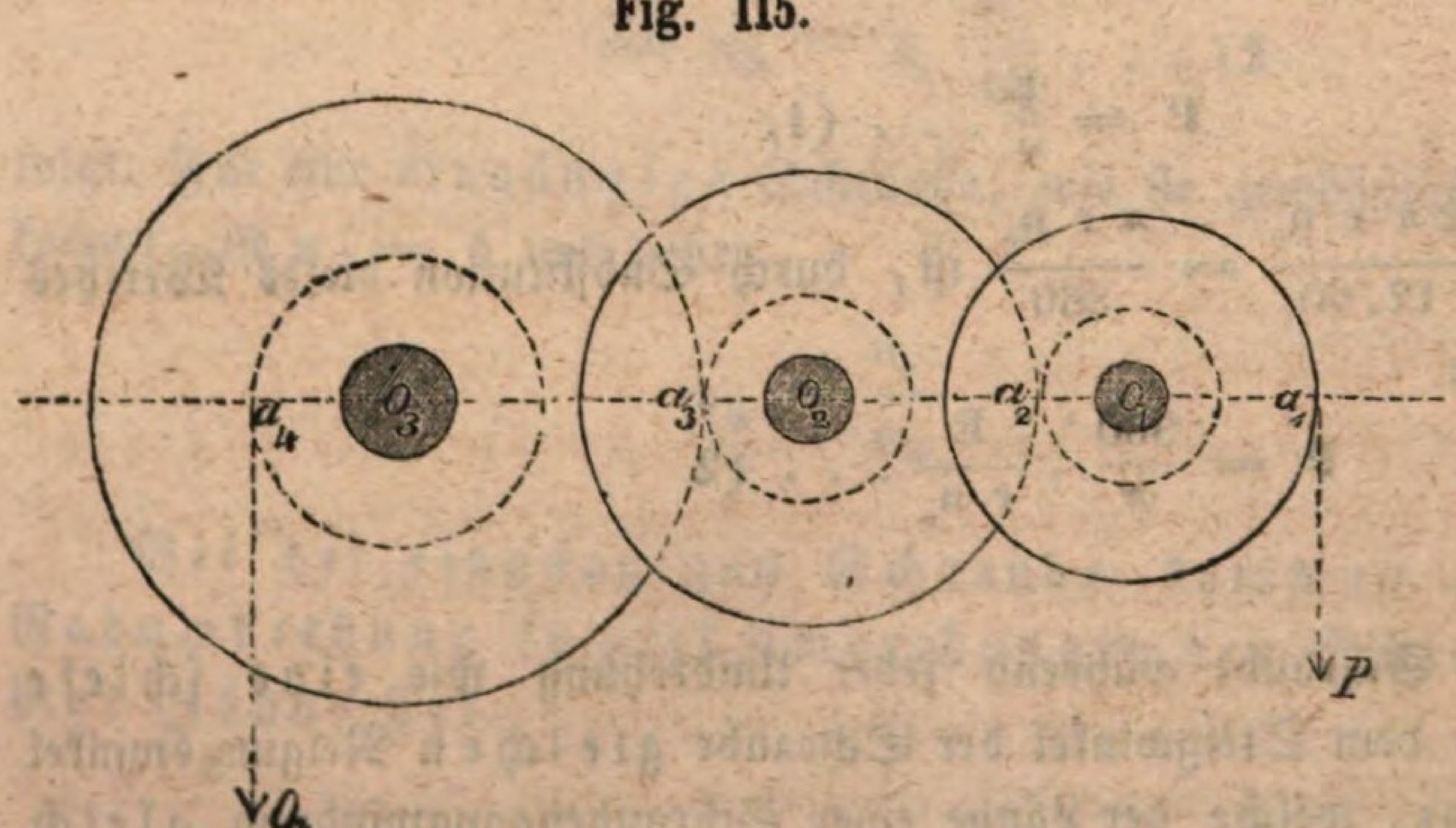
$$D = K \cos \alpha,$$

oder, wenn l die Länge einer Schraubengangwindung bezeichnet, wegen $\cos \alpha = \frac{2\pi r}{l}$ und wegen $l = \sqrt{[h^2 + 4\pi^2 r^2]}$, mit Berücksichtigung der Relation 3:

$$D = 1440\, \pi \frac{r E}{h\, n_r \sqrt{[h^2 + 4\pi^2 r^2]}} \ldots (4.$$

§. 150. Verhältniß zwischen der Kraft und dem Widerstande bei einem Räderwerke. Jede Verbindung von zwei oder mehreren auf zwei oder mehreren Achsen angebrachten und zusammen arbeitenden Zahnrädern nennt man ein **Rädersystem** oder ein **Räderwerk**, und je zwei im unmittelbaren Eingriffe stehenden Räder eines Räderwerkes ein **Räderpaar**. — Fig. 115 stellt ein aus zwei Räderpaaren bestehendes Räderwerk vor. Bezeichnet man nun bei diesem die auf dem Umfange eines auf der Achse o_1 festsitzenden Zahnrades vom Halbmesser $o_1\, a_1 = R$, oder auf dem Umfange einer Riemenscheibe von dem nämlichen Halbmesser, oder endlich an dem Griffe (Zapfen) eines an dieser Achse befestigten Hebels von der Länge $o_1\, a_1 = R$

Fig. 115.



wirkende Umdrehungskraft, welche durch die auf den unverrückbar gelagerten Achsen o_1, o_2 und o_3 befestigten Zahnräder von den Halbmessern $o_1 a_2 = r_1$ und $o_2 a_2 = R_1$, $o_2 a_3 = r_2$ und $o_3 a_3 = R_2$ der Achse o_3 mitgetheilt und von dieser endlich entweder auf ein an derselben Achse befestigtes Zahnrad oder eine Trommel vom Halbmesser $o_3 a_4 = r$ übertragen wird, mit P, den auf den Umfang des letzteren Rades oder der Trommel reduzirten, von der Kraft P zu überwindenden Widerstand mit Q, und endlich mit n_1, n_2 und n_3 die den Achsen o_1, o_2, o_3 zugehörigen Umdrehungszahlen in jeder Minute, so muß der Relation 1 §. 140 gemäß:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{R_1}{r_1} \text{ und } \frac{n_2}{n_3} = \frac{R_2}{r_2}$$

sein, woraus sich sofort durch Multiplikation dieser beiden Relationen die folgende

$$\frac{n_1}{n_3} = \frac{R_1 R_2}{r_1 r_2}$$

ergibt. Da aber das Verhältniß $\frac{n_1}{n_3}$ das **Umsetzungs- oder Uebersetzungsverhältniß des ganzen Räderwerkes** ist, so wird, wenn man dieses mit J bezeichnet

$$J = \frac{n_1}{n_3} = \frac{R_1 R_2}{r_1 r_2} \; . \; . \; . \; (1,$$

und, wenn z_1, z_2 die Zähnezahlen der treibenden und Z_1 Z_2 die der getriebenen Räder sind, wegen $\frac{R_1}{r_1} = \frac{Z_1}{z_1}$ und $\frac{R_2}{r_2} = \frac{Z_2}{z_2}$ (§. 140 Relation 4)

$$J = \frac{n_1}{n_3} = \frac{Z_1 Z_2}{z_1 z_2} \; . \; . \; . \; (2,$$

oder endlich, wenn man die Uebersetzungszahlen der beiden Räderpaare mit i_1 und i_2 bezeichnet, auch

$$J = \frac{n_1}{n_3} = i_1 i_2 \; . \; . \; . \; (3.$$

Ebenso würde man für ein Räderwerk mit drei Räderpaaren

$$J = \frac{R_1 R_2 R_3}{r_1 r_1 r_3} = \frac{Z_1 Z_2 Z_3}{z_1 z_2 z_3} = i_1 i_2 i_3 \; . \; . \; . \; (4,$$

für ein Räderwerk mit vier Räderpaaren

$$J = \frac{R_1 R_2 R_3 R_4}{r_1 r_2 r_3 r_4} = \frac{Z_1 Z_2 Z_3 Z_4}{z_1 z_2 z_3 z_4} = i_1 i_2 i_3 i_4 \; . \; . \; . \; (5$$

u. s. w. finden, so daß demnach das Umsetzungsverhältniß eines Räderwerkes dem Quotienten aus dem Producte der Halbmesser oder der Zähnezahlen der getriebenen und aus dem der treibenden Räder desselben, oder kürzer dem Producte aus den Uebersetzungszahlen seiner Räderpaare gleich ist.

Ist ferner V_1 die Geschwindigkeit des Angriffspunktes der Umdrehungskraft P, v_3 die des Widerstandes Q, so erhält man wegen $V_1 = \frac{2 \pi R n_1}{60} =$

$= \frac{\pi R n_1}{30}$ und $v_3 = \frac{\pi r n_3}{30}$, oder, da sich aus der Relation 1 dieses Paragraphes $n_3 = \frac{r_1 r_2}{R_1 R_2} n_1$ ergibt, wegen $v_3 = \frac{\pi}{30} \frac{r r_1 r_2}{R_1 R_2} n_1$, als Effect der treibenden Kraft den Ausdruck

$$P V_1 = \frac{\pi}{30} n_1 R P,$$

als Effect des Widerstandes aber den folgenden

$$Q v_3 = \frac{\pi}{30} n_1 \frac{r r_1 r_2}{R_1 R_1} Q,$$

und da für den Zustand des Gleichgewichtes zwischen Kraft und Widerstand an einem Räderwerke ohne Berücksichtigung der bei demselben während des Ganges vorkommenden Widerstände

$$P V_1 = Q v_3,$$

$$\text{also } \frac{\pi}{30} n_1 R P = \frac{\pi}{30} n_1 \frac{r r_1 r_2}{R_1 R_2} Q$$

$$\text{oder} \quad R P = \frac{r r_1 r_2}{R_1 R_2} Q$$

sein muß, so ergibt sich die Relation

$$\frac{P}{Q} = \frac{r r_1 r_2}{R R_1 R_2} \ldots (6,$$

und mit Rücksicht auf die vorentwickelten Relationen 1, 2 und 3

$$\frac{P}{Q} = \frac{r}{R} \frac{z_1 z_2}{Z_1 Z_2} \ldots (7,$$

oder endlich

$$\frac{P}{Q} = \frac{r}{R J} \ldots (8.$$

Es ist sonach bei einem Räderwerke das Verhältniß der Kraft zu dem Widerstande gleich dem Producte aus dem Verhältniße des Hebelarmes des Widerstandes zu dem der Kraft in den Quotienten aus dem Producte der Halbmesser oder der Zähnezahlen der treibenden und der getriebenen Räder, oder kürzer gleich dem Producte aus dem Verhältnisse der Hebelsarme des Widerstandes und der Kraft in den reciproken Werth des Umsetzungsverhältnisses des ganzen Räderwerkes.

Anmerkung 1. Die aus einer der drei Relationen 6, 7 und 8 sich ergebende Kraft P muß jedoch in der Wirklichkeit der Bewegungswiderstände wegen und zwar vorzugsweise wegen der an den Achsen der Räder Statt findenden Zapfenreibung und der durch das Aufeinanderschleifen der Zähne zweier zusammen greifenden Räder rege werdenden Zahnreibung verhältnißmäßig vergrößert werden. Bezeichnet man daher mit P' die Kraft, welche im Grenzzustande des Gleichgewichtes am Räderwerke mit Berücksichtigung der vorbenannten Reibungswiderstände in dem Punkte a_1 wirken müßte, mit p' den von der Zahnreibung herrührenden auf den Umfang des Rades vom Halbmesser $o_1 a_1 = R$ reduzirten Widerstand und mit q' den auf den Umfang desselben Rades bezogenen Zapfenreibungswiderstand, so muß

$$P' = P + p' + q'$$

sein. Auf welche Weise nun der aus der Zapfenreibung entspringende Widerstand berechnet werden soll, ist bereits in den §§. 41 bis 46 des ersten Abschnittes gelehrt worden und aus dem Beispiele 18 des §. 152 zu ersehen, so daß jetzt nur noch die Bestimmung des Zahnreibungswiderstandes zu berücksichtigen kommt.

Bezeichnen aber K den auf den Theilkreisumfang des getriebenen von zwei zusammen arbeitenden Rädern reduzirten Widerstand, mit R und r die Halbmesser und z_R, z_r die Zähnezahlen des größeren und des kleineren Rades, ferner α den Achsenwinkel zweier zusammen arbeitenden Kegelräder, f den der materiellen Beschaffenheit der auf einander schleifenden Zahnflächen entsprechenden Reibungscoefficienten, p den mittleren Werth der Kraft in Pfunden, welche an dem Umfange des treibenden von zwei cylindrischen oder conischen Rädern wirkend, den Zahnreibungswiderstand zu überwinden vermag und endlich e den durch Zahnreibung verursachten Effectverlust in Fußpfunden, so hat man

a. für Stirnräder mit äußerer Verzahnung

$$p = f\pi\left[\frac{1}{z_R} + \frac{1}{z_r}\right] K \ldots (9,$$

und wegen $e = p\,v = p\,\frac{2\pi r n_r}{60}$

$$e = \frac{1}{30} f \pi^2 r n_r \left[\frac{1}{z_R} + \frac{1}{z_r}\right] K \ldots (10;$$

b. für Stirnräder mit innerer Verzahnung

$$p = f\pi\left[\frac{1}{z_r} - \frac{1}{z_R}\right] K \ldots (11$$

$$\text{und } e = \frac{1}{30} f \pi^2 r n_r \left[\frac{1}{z_r} - \frac{1}{z_R}\right] K \ldots (12;$$

c. für Kegelräder mit äußerer Verzahnung

$$p = f\pi K \sqrt{\left[\frac{1}{z_R^2} + \frac{1}{z_r^2} + \frac{2}{z_R z_r}\cos\alpha\right]} \ldots (13$$

$$\text{und } e = \frac{1}{30} f \pi^2 r n_r K \sqrt{\left[\frac{1}{z_R^2} + \frac{1}{z_r^2} + \frac{2}{z_R z_r}\cos\alpha\right]} \ldots (14$$

zu setzen.

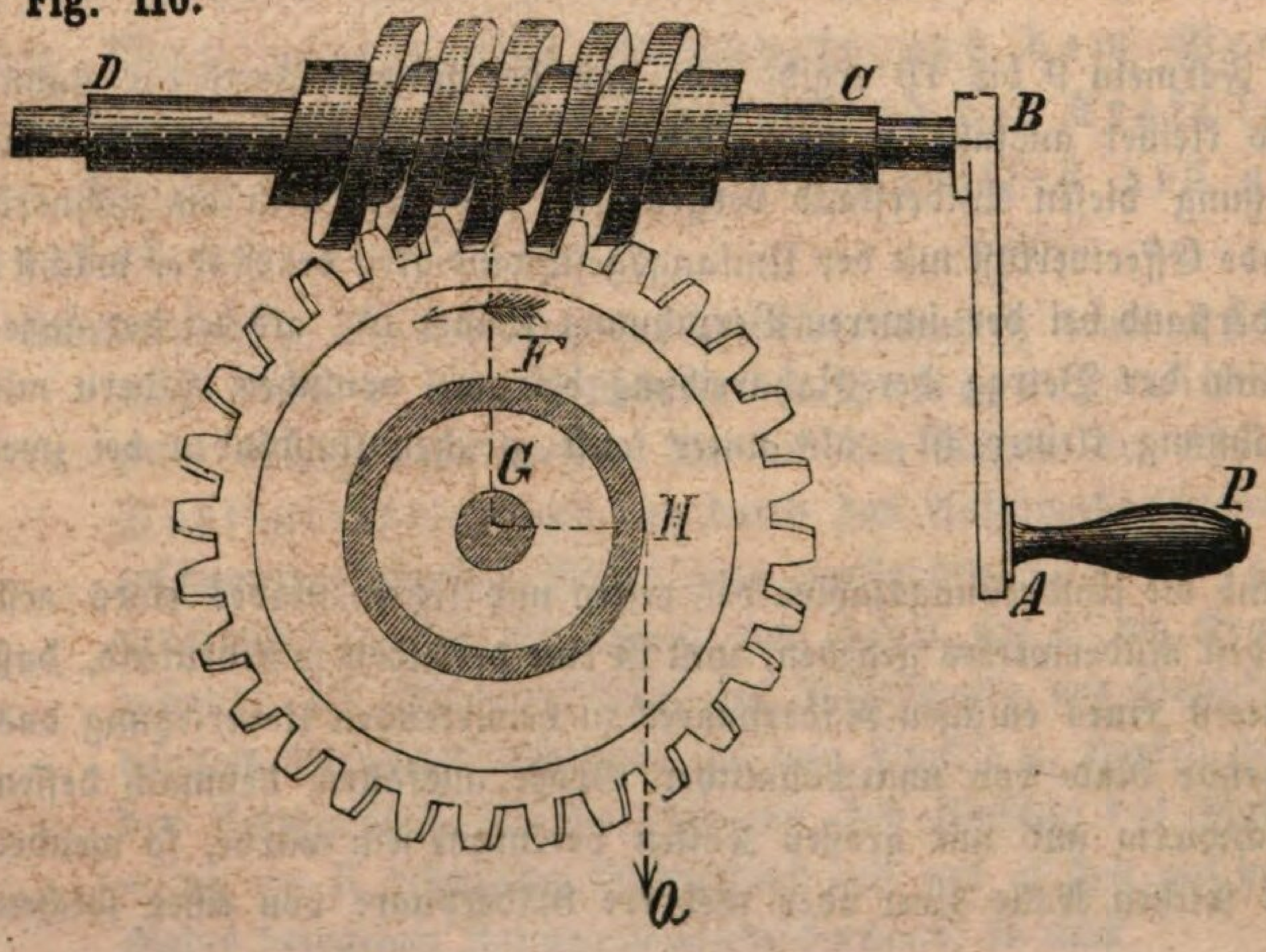
Aus diesen Formeln 9 bis 16 ergibt sich, daß der mitlere Werth der Zahnreibung um so kleiner ausfällt, je mehr Zähne die Räder haben, daß aber eine starke Uebersetzung diesen Widerstand vergrößert, und der durch die Zahnreibung entstehende Effectverlust mit der Umfangsgeschwindigkeit der Räder wächst; daß dieser Widerstand bei der inneren Verzahnung kleiner ist, als bei der äußeren, daß endlich der Betrag der Zahnreibung bei zwei conischen Rädern mit äußerer Verzahnung kleiner ist, als unter sonst gleichen Umständen bei zwei Stirnrädern.

Anmerkung 2. Sind die Umdrehungszahlen des ersten und letzten Rades eines erst zu construirenden Räderwerkes gegeben, unst ist eine derselben so bedeutend, daß bei der vermittelst eines einzigen Räderpaares zu bewirkenden Uebersetzung das langsamer gehende Rad von ungewöhnlicher Größe ausfallen, demnach dessen Ausführung schwierig und mit großen Kosten verknüpft sein würde, so wendet man in einem solchen Falle zwei oder mehrere Räderpaare von einer solchen

Anordnung an, daß durch diese die verlangte Uebersetzung der Geschwindigkeit erreicht wird. Aus ökonomischen Rücksichten — bezüglich der Kosten der Räder und der für jedes weitere Räderpaar nothwendigen Achse sammt Zubehör nämlich — muß man aber die Zahl der anzuwendenden Räderpaare möglichst gering und zwar der noch zulässigen Zähnezahl der Räder eines Räderpaares entsprechend annehmen, weil bei der Anordnung eines Räderwerkes stets dafür Sorge getragen werden muß, daß die Zähnezahl der Getriebe nicht zu klein, und die Anzahl der Radzähne nicht zu groß wird. In dieser Beziehung lehrt die Erfahrung, daß zur Erzielung eines guten Ganges ein Rad, welches treibt, nie weniger als 8 und ein getriebenes Rad nie weniger als 12 Zähne erhalten, und daß, wenn ein sehr sanfter Gang gefordert wird, den Rädern mindestens 20 Zähne gegeben werden sollen, wenn nicht besondere Umstände die Anwendung eines sehr kleinen und eines mit demselben arbeitenden großen Rades gebieten. Auch sollte in der Regel die Uebersetzungszahl nicht größer als 6 sein, und in gewöhnlichen Fällen nur eine drei- bis vierfache Uebersetzung zur Anwendung gebracht werden, weil sich das kleinere der beiden im Eingriffe stehenden Räder um so schneller abnützt, je größer die Uebersetzungszahl ist; in außergewöhnlichen Fällen darf man sogar bis auf das zehnfache gehen und zwar selbst dann, wenn die Zähne des kleinen Rades schneidig ausfallen sollten, muß aber bei der Construction der Verzahnung der Bedingung, daß stets wenigstens zwei Zähnpaare im Eingriffe bleiben, Genüge leisten, und die Zähne mit der möglichsten Genauigkeit und Sorgfalt ausführen.

§. 151. Verhältniß zwischen der Kraft und dem Widerstande bei der Schraube ohne Ende. Ist Q der auf den Umfang eines Cylinders (einer Trommel) vom Halbmesser **GH** = ϱ **(Fig. 116)** reduzirte Widerstand, **R** der Halbmesser des Rades und r der der eingängigen Schraube, ferner z_R die Zähnezahl des Rades, h die Schraubenganghöhe, endlich **P** die Kraft, welche an einem Hebel **A B** von der Länge l wirkend die Schraubenachse **CD** und somit auch die Radachse sammt dem an ihr befestigten Rade und der Trommel nach der Richtung des Pfeiles **F** in umdrehende Bewegung versetzt, so wird, weil das Rad bei jeder Umdrehung der Schraube um einen der Theilung gleichen Bogen im Kreise fortrückt, der während dieser Zeit zurückgelegte Weg des

Fig. 116.



Widerstandes Q durch $\frac{2\pi\varrho}{z_R}$, und sonach die zur Ueberwindung dieses Widerstandes längs dieses Weges nöthige Wirkung durch $\frac{2\pi\varrho}{z_R}$ Q gemessen, während die von der Kraft P in der nämlichen Zeit durch einen Weg $= 2\pi t$ entwickelte Wirkung $= 2\pi l P$ ist. Nimmt man nun auf die bei der Schraube ohne Ende Statt findenden Bewegungswiderstände keine Rücksicht, so hat man für den Zustand des Gleichgewichtes

$$2\pi l P = \frac{2\pi\varrho}{z_R} Q$$

zu setzen, woraus sich sofort

$$\frac{P}{Q} = \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{1}{z_R} \ldots (1,$$

oder, da $z_R = \frac{2\pi R}{h}$, auch

$$\frac{P}{Q} = \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{h}{2\pi R} \ldots (2$$

folgt. Es ist sonach das **Verhältniß zwischen der Kraft und dem Widerstande im Zustande des Gleichgewichtes bei der Schraube ohne Ende gleich dem Producte aus dem Verhältniße zwischen den Hebelsarmen des Widerstandes und der Kraft in den reciproken Werth der Zähnezahl des Rades, oder dem Producte aus dem Verhältniße der Hebelsarme des Widerstandes und der Kraft in das Verhältniß der Schraubenganghöhe zum Umfange des Rades.**

Anmerkung. Durch die drehende Reibung an den Achsen der Schraube und des Rades, so wie auch in Folge der Reibung, welche durch das Schleifen der Schraubenflächen der Gewinde an den Zahnflächen des Rades entsteht, wird der Totalwiderstand bei der Schraube ohne Ende namhaft größer, als der Nutzwiderstand Q. Denn bezeichnet P′ die Kraft, welche in dem Grenzzustande des Gleichgewichtes zwischen der Kraft und dem Totalwiderstande zur Ueberwindung desselben an dem Hebelgriffe A wirken muß, p′ den von der Reibung zwischen den Gewinden der Schraube und den Zähnen des Rades herrührenden auf den Umfang des von dem Punkte A während der Bewegung beschriebenen Kreises reduzirten, und q′ den auf den Umfang des nämlichen Kreises bezogenen, aus der drehenden Reibung an den beiden Achsen sich ergebenden Widerstand, so muß

$$P' = P + p' + q'$$

sein, wobei P den aus einer der beiden Relationen 1 und 2 dieses Paragraphes zu entnehmenden Werth hat, q′ dem in dem zweiten Kapitel des ersten Abschnittes Auseinandergesetzten gemäß berechnet werden kann, die Bestimmung von p′ aber durch das Nachfolgende ermöglichet wird.

Ist nämlich K der auf den Theilkreisumfang des Rades reduzirte und der Bewegung entgegenwirkende Widerstand Q, p die mittlere Kraft, welche an einem Durchschnittskreise des Grundcylinders der Schraube wirken müßte, um den Widerstand K sammt der zwischen den Gewinden der Schraube und den Zähnen des Rades Statt findenden Reibung zu überwinden, und α der Steigwinkel der

Schraube, so muß, weil die Schraube auf die Radzähne wie eine schiefe Ebene von dem Neigungswinkel α, von der Basis $= 2\pi r$, und der Höhe $= h$, demnach von der einer Windung der mittleren Schraubenlinie entsprechenden Länge wirkt, an welcher eine dem Widerstande K gleiche Last durch eine zur Basis derselben parallel wirkende Kraft p hinaufgezogen werden soll, nach Relation 2_b des §. 37 für eine flachgängige Schraube ebenfalls die Relation

$$\frac{p}{K} = \frac{\tang \alpha + f}{1 - f \tang \alpha}$$

bestehen, wobei f den der materiellen Beschaffenheit der auf einander schleifenden Flächen entsprechenden Reibungscoefficienten bezeichnet. Daraus folgt

$$p = K \frac{\tang \alpha + f}{1 - f \tang \alpha},$$

welche Gleichung auch in der Form

$$p = K \tang \alpha + f K \frac{1 + \tang^2 \alpha}{1 - f \tang \alpha} \ldots (3$$

dargestellt werden kann.

Wegen $\tang \alpha = \frac{h}{2\pi r}$ und $\tang \alpha = \frac{R}{r z_R}$, übergeht aber diese Gleichung in folgende zwei:

$$p = K \frac{h}{2\pi r} + f K \frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r [2\pi r - f h]} \ldots (4,$$

$$\text{und } p = K \frac{R}{r z_R} + f K \frac{R^2 + r^2 z_R^2}{r z_R [r z_R - f R]} \ldots (5,$$

aus welchen ersichtlich, daß der auf den Umfang des Grundcylinders der Schraube reduzirte Widerstand der Reibung der Schraubengewinde an den Zähnen des Rades durch

$$p'' = f K \frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r [2\pi r - f h]} \ldots (6,$$

$$\text{oder durch } p'' = f K \frac{R^2 + r^2 z_R^2}{r z_R [r z_R - f R]} \ldots (7,$$

und der durch diesen Reibungswiderstand verursachte Effectverlust, wegen $e = p'' v$, und $v = \frac{\pi r n_r}{30}$ durch

$$e = \frac{f}{60} K n_r \frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r - f h} \ldots (8$$

$$\text{oder durch } e = \frac{\pi f}{30} K \frac{n_r [R^2 + r^2 z_R^2]}{z_R [r z_R - f R]} \ldots (9$$

ausgedrückt wird.

Aus den Ausdrücken 6 und 7 geht hervor, daß dieser Reibungswiderstand unter sonst gleichen Umständen mit h oder mit z_R fortwährend zunimmt, und unendlich groß ausfallen müßte, wenn $2\pi r = f h$ oder $r z_R = f R$ werden würde, (welcher Fall dem in dem §. 37 bei der schiefen Ebene für $\tang \alpha = f$ sich ergebenden entspricht), so daß über diese Grenze hinaus der zur Ueberwindung dieser Reibung angewendete Theil von p nicht mehr im Stande wäre die Schraube in drehende Bewegung zu versetzen.

Reduzirt man den Widerstand der Reibung der Schraubengewinde an den Radzähnen auf den Kreis, welchen der Hebelgriff beschreibt, so wird wegen $K = Q \frac{\varrho}{R}$ und wegen $p' = p'' \frac{r}{l}$

$$p' = f Q . \frac{r \varrho}{l R} . \frac{h^2 + 4 \pi^2 r^2}{2 \pi r [2 \pi r - f h]} \quad . . . (10,$$

oder auch $$p' = f Q \frac{r \varrho}{l R} . \frac{R^2 + r^2 z^2}{r z_R [r z_R - f R]} \quad . . . (11.$$

§. 152. Beispiele. 1. Wie groß ist die Uebersetzungszahl eines Riementriebes, wenn die treibende der beiden Riemenscheiben 40 und die getriebene 180 Umdrehungen in der Minute macht? — Da dem §. 117 zu Folge die Uebersetzungszahl durch das Verhältniß der Halbmesser der treibenden und der getriebenen Scheibe bestimmt wird, dieses aber dem umgekehrten Verhältniße der den beiden Riemenscheiben zugehörigen Umdrehungszahlen gleich ist, so erhellet, daß in dem gegebenen Falle die Uebersetzungszahl $= \frac{180}{40} = 4{\cdot}5$ sein muß.

2. Wie groß muß der Halbmesser r der kleineren zweier zusammen arbeitenden Riemenscheiben werden, wenn der Halbmesser der größeren Scheibe = 24 Zoll ist, und beide beziehungsweise 150 und 60 Umdrehungen in der Minute machen sollen? Welche Umfangsgeschwindigkeit entspricht diesen beiden Scheiben? — Da dem §. 117 gemäß $\frac{24}{r} = \frac{150}{60}$ ist, so folgt daraus $r = \frac{60}{150} 24 = 9{\cdot}6$ Zoll. Da ferner $2 . 3{\cdot}142 . 24 =$ $= 150{\cdot}816$ Zoll der Weg ist, welchen ein Punkt am Umfange der größeren Scheibe während einer Umdrehung derselben zurücklegt, und $150{\cdot}816 . 60 = 9048{\cdot}96$ Zoll den Weg dieses Punktes während 60 Umdrehungen derselben gibt, so ist die Geschwindigkeit dieses Punktes d. i. die Umfangsgeschwindigkeit der beiden Scheiben = $= \frac{9048{\cdot}96}{60} = 150{\cdot}816$ Zoll oder $= \frac{150{\cdot}816}{12} = 12{\cdot}568$ Fuß.

3. Wie viel Umdrehungen macht die größere Scheibe eines Riementriebes in jeder Minute, wenn ihre Umfangsgeschwindigkeit 16 Fuß bei einem Halbmesser von 28 Zoll ist? — Da der Weg, welchen ein Punkt des Umfanges dieser Scheibe in einer Minute zurücklegt, durch $16 . 60 = 960$ Fuß gemessen wird, der Umfang derselben aber $2 . 3{\cdot}142 . 28 = 175{\cdot}952$ Zoll oder $\frac{175{\cdot}952}{12} = 14{\cdot}662$ Fuß beträgt, so gibt der Quotient $\frac{960}{14{\cdot}662} = 65{\cdot}475$ die gesuchte Umdrehungszahl.

4. Von einer mit 80 Umdrehungen in jeder Minute rotirenden Transmissionswelle wird ein Effect von 4 Pferdekräften zum Betriebe einer Arbeitsmaschine vermittelst eines Riementriebes mit einem offenen Riemen abgezweigt, wobei der Halbmesser der treibenden Scheibe 15 Zoll, die Entfernung der Transmissionswelle von der getriebenen Achse der Arbeitsmaschine 9 Fuß beträgt, und die Umdrehungszahl der letzteren in jeder Minute 160 ist; wie groß ist die durch den Riemen von der treibenden auf die getriebene Scheibe transmittirte Kraft? Wie groß die Länge des am Umfange der kleineren der beiden Scheiben vom Riemen umspannten Bogens? Welche Länge hat der Riemen dieses Riementriebes? — Da der treibenden Riemenscheibe eine Umfangsgeschwindigkeit von $\frac{2 . 3{\cdot}142 . 15 . 80}{12 . 60} = 10{\cdot}473$ Fuß entspricht, so ist die durch den Riemen transmittirte Kraft, der Gleichung 1 des §. 115 gemäß, $\frac{4 . 430}{10{\cdot}473} = 164{\cdot}231$ Pf. Zu diesem Resultate gelangt man auch, wenn man sich zur Berechnung dieser Kraft

unmittelbar der Formel 2 des bezogenen Paragraphes bedient, vermittelst welcher, wegen $N = 4$, $R = 15$ und $n = 80$, die gesuchte Kraft $= \frac{154800}{3\cdot142} \cdot \frac{4}{80 . 15} =$ $= 164\cdot226$ Pfund gefunden wird.

Ist ferner α der Centriwinkel, welcher dem vom Riemen an dem Umfange der kleineren Riemenscheibe vom Halbmesser $r = \frac{80}{160}\, 15 = 7\cdot5$ Zoll umspannten Bogen entspricht, so ist nach Gleichung 1 §. 116, da die Mittelpunktslinie der beiden Scheiben 9 Fuß = 108 Zoll mißt, $\cos \frac{1}{2}\,\alpha = \frac{15 - 7\cdot5}{108} = 0\cdot069444$, folglich $\frac{1}{2}\,\alpha =$ $= 86^\circ 1' 4\cdot6'' = 86^\circ 1\cdot077' = 86\cdot018^\circ$ oder $\alpha = 172\cdot036$ Grad, und weil die Länge des diesem Winkel zugehörigen und auf einem Kreise vom Halbmesser = 1 gemessenen Bogens $\varphi = \frac{\pi}{180}\, 172\cdot036 = 3\cdot003$ ist, so ergibt sich die Länge s des auf der kleineren Scheibe von dem Riemen umspannten Bogens, der Gleichung 3 §. 116 gemäß, $= 7\cdot5 . 3\cdot003 = 22\cdot522$ Zoll.

Die diesem Riementriebe zukommende Riemenlänge ist aber nach Gleichung 4 des bezogenen Paragraphes

$$L = 2 . 3\cdot142 . 15 - (15 - 7\cdot5)\, 3\cdot003 + 2 . 108 . \sin 86^\circ 1' 4\cdot6'',$$

und wegen $\sin 86^\circ 1' 4\cdot6'' = 0\cdot997585$, $L = 94\cdot26 - 22\cdot522 + 216 . 0\cdot997585$ oder $L = 17\cdot956$ Fuß.

5. Wie groß ist der Effectverlust, welcher bei der vermittelst eines Riementriebes bewirkten Uebertragung eines Effectes von 1500 Fuß-Pfund von der mit einer Geschwindigkeit von 80 Touren in der Minute rotirenden und treibend wirkenden Scheibe auf die getriebene in Folge der Zapfenreibung an ihren respectiven Achsen Statt findet, wenn der ersteren Scheibe ein Halbmesser von 13 Zoll, und der ihr zugehörigen Achse ein Zapfendurchmesser von 1·8 Zoll, der letzteren aber ein Halbmesser von 8 Zoll und ihrer Achse ein Zapfendurchmesser von 1·5 Zoll entspricht, wenn ferner die ganze in der treibenden Achse enthaltene Kraft der auf ihr angebrachten Scheibe mitgetheilt wird, und endlich die Spannung des Riemens gerade nur so groß ist, daß durch diese das Gleiten desselben auf den Scheiben verhindert wird? — Da die treibende Scheibe in dem gegebenen Falle mit einer Umfangsgeschwindigkeit von $\frac{2 . 3\cdot142 . 13 . 40}{12 . 60} =$ $= 4\cdot538$ Fuß rotirt, so ist die Intensität der von dieser auf die getriebene Scheibe übertragenen Kraft nach Gleichung 1 §. 115 $= \frac{1500}{4\cdot538} = 330\cdot542$ Pfund, wofür wir kurz 330·5 Pfund annehmen wollen. Nun kann aber dem in der Anmerkung des §. 114 Gesagten zu Folge die Spannung des führenden Riemenstückes während der Bewegung annäherungsweise zu $2 . 330\cdot5 = 661$ Pfund, und die des geführten zu 330·5 Pfund angenommen werden, daher der Druck, mit welchem die Zapfen der beiden Achsen vermöge dieser in dem Riemen herrschenden Spannungen gegen ihre Lager gepreßt werden, $= 661 + 330\cdot5 = 991\cdot5$ Pfund gefunden wird. Da aber der Coefficient der Zapfenreibung unter der Voraussetzung, daß sich schmiedeiserne Zapfen in Lagern von Bronze bei gewöhnlicher Wartung bewegen, nach der Tabelle des §. 43, $= 0\cdot075$ ist, so findet man den Betrag des an den Zapfen einer jeden der beiden Achsen Statt findenden Reibungswiderstandes $= 0\cdot075 . 991\cdot5 = 74\cdot4$ Pf.

Diesem nach wird die auf den Umfang der treibenden Scheibe bezogene, zur Ueberwindung des an der treibenden Achse Statt findenden Reibungswiderstandes nöthige Kraft p_R, wegen $p_R . 13 = 74\cdot4 \frac{1\cdot8}{2}$, $p_R = 74\cdot4 \frac{1\cdot8}{2 . 13} = 5\cdot150$ Pfd, und die zur Ueberwindung dieses an der getriebenen Achse vorkommenden Widerstandes erforderliche, auf den Umfang der getriebenen Scheibe reduzirte Kraft $p_r = 74\cdot4 \frac{1\cdot5}{2\cdot8} =$ 6·975 Pfund betragen, und daher der durch die Zapfenreibung an der treibenden Achse consumirte Effect $= 5\cdot150 . 4\cdot538 = 23\cdot370$ Fpf, und der zur Ueberwindung der Zapfenreibung an der getriebenen Achse verwendete Effect $= 6\cdot975 . 4\cdot538 =$ $= 31\cdot651$ Fpf sein.

Aus diesem erhellet, daß der treibenden Scheibe von der ihr zugehörigen Achse ein Effect von $[1500 + 23\cdot370] = 1523\cdot370$ Fpf mitgetheilt werden muß, wenn ein Effect von 1500 Fpf von ihrem Umfange auf den Umfang der getriebenen Scheibe übertragen werden soll, und daß ferner die getriebene Achse an die Arbeitsmaschine nur einen Effect von $(1500 - 31\cdot651) = 1468\cdot349$ Fpf abzugeben vermag.

Der totale bei dem gegebenen Riementriebe in Folge der Zapfenreibung Statt findende Effectverlust beträgt annäherungsweise $(23\cdot370 + 31\cdot651) =$ $= 55\cdot021$ Fpf.

6. Welche Breite muß der Riemen des in dem Beispiele 4 dieses Paragraphes angegebenen Riementriebes haben, wenn derselbe die oben berechnete Kraft von 164·23 Pfd übertragen soll, ohne dabei auf den Scheiben zu gleiten? — Da bei jedem in Bewegung befindlichen Riementriebe, dem in dem §. 114 Erklärten gemäß, die Spannung des führenden Riemenstückes größer ist, als die des geführten, so muß man zum Behufe der Bestimmung der gesuchten Riemenbreite zunächst die dem Riemen während des normalen Ganges entsprechende Maximalspannung berechnen. Sind nun die beiden mit einander arbeitenden Scheiben des gegebenen Riementriebes von Gußeisen und an ihrer Umfangsfläche abgedreht, befindet sich ferner der Riemen in dem gewöhnlich üblichen Zustande der Fettigkeit, so setze man in der die Maximalspannung desselben ausdrückenden Formel 6 der Anmerkung des §. 114 den Coefficienten f der Reibung des Riemens auf den Scheiben, dem in der bezogenen Anmerkung Erwähnten gemäß, $= 0\cdot28$, ferner aus den Rechnungsresultaten des Beispieles 4 dieses Paragraphes, der Bedeutung der in der bezüglichen Formel 6 angewendeten Bezeichnungen entsprechend, $P = 164\cdot23$ und $s =$ $= 22\cdot522$, endlich $r = 7\cdot5$ und $e = 2\cdot71828 \ldots$; dadurch erhält man, wegen

$$e^{\frac{fs}{r}} = 2\cdot71828 \ldots^{\frac{0\cdot28 . 22\cdot522}{7\cdot5}} = 2\cdot71828 \ldots^{0\cdot8408} = 2\cdot318,$$

$$T_s = \frac{2\cdot318}{2\cdot318 - 1} 164\cdot23 = 288\cdot83 \text{ Pfd.}$$

Bezeichnet man nun mit β die Riemenbreite und nimmt die Dicke desselben, der Anmerkung 1 des §. 118 gemäß, im Mittel zu 0·2 Zoll an, so muß, weil der Riemen durch die berechnete Maximalspannung auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen wird, und man den Coefficienten der absoluten Festigkeit des Kuhleders im Mittel $=$ $= 3000$ Pfd, den Sicherheitscoefficienten aber $= \frac{1}{16}$ setzen kann, die Gleichung: $288\cdot83 = \frac{1}{16} 3000 . 0\cdot2 . \beta$ bestehen, aus welcher sich sofort $\beta = \frac{288\cdot83 . 16}{3000 . 0\cdot2} =$ $= 7\cdot702$ Zoll ergibt.

Bedient man sich aber zur Bestimmung der dem gegebenen Falle entsprechenden Riemenbreite der Formel 1 der Anmerkung 1 des §. 118, indem man, den Daten der Aufgabe gemäß, $N = 4$, $n = 80$, $R = 15$ und δ wie oben $= 0{\cdot}2$ setzt, so findet man $\beta = 464 \frac{4}{80 \, . \, 0{\cdot}2 \, . \, 15} = 7{\cdot}733$ Zoll, welcher Werth mit dem früher berechneten nahezu übereinstimmt.

Die Spannung des geführten Riemenstückes wird in diesem Falle der Formel 7 des §. 114 gemäß $T_2 = \frac{1}{2{\cdot}318 - 1} 164{\cdot}23 = 124{\cdot}60$ Pfd, und die ursprüngliche Spannung des Riemens nach Formel 5 des bezogenen Paragraphes

$$T = \frac{1}{2} \, . \, \frac{2{\cdot}318 + 1}{2{\cdot}318 - 1} \, 164{\cdot}23 = 206{\cdot}72 \text{ Pfd}$$

betragen.

7. Wie viel Umdrehungen wird das kleinere zweier zusammen arbeitenden cylindrischen Zahnräder, welchem ein Halbmesser von 9 Zoll entspricht, in jeder Minute machen, wenn das größere von 15 Zoll Halbmesser, 50 Umdrehungen in derselben Zeiteinheit vollendet? Mit welcher Umfangsgeschwindigkeit werden beide Räder rotiren? Welche Winkelgeschwindigkeit entspricht der Umdrehungsbewegung eines jeden der beiden Räder? — Der Relation 1 des §. 140 gemäß muß zwischen den Halbmessern der beiden Räder und den ihnen entsprechenden Umdrehungszahlen die Beziehung $\frac{15}{9} = \frac{n_r}{50}$ bestehen, woraus sich $n_r = \frac{15}{9} 50 = 83{\cdot}333$ als Umdrehungszahl des kleineren Rades ergibt.

Da ferner beide Räder bei einer gut construirten Verzahnung, dem §. 126 gemäß, die nämliche Umfangsgeschwindigkeit haben müssen, so ist diese $= \frac{2 \, . \, 3{\cdot}142 \, . \, 15 \, . \, 50}{12 \, . \, 60}$ oder $= \frac{2 \, . \, 3{\cdot}142 \, . \, 9 \, . \, 83{\cdot}333}{12 \, . \, 60}$, d. i. gleich $6{\cdot}546$ Fuß.

Bezeichnet man endlich mit w_R und w_r die bezüglichen dem größeren und dem kleineren Rade entsprechenden Winkelgeschwindigkeiten, so muß offenbar $60 \, w_R = 2 \, . \, 3{\cdot}142 \, . \, 50$ und $60 \, w_r = 2 \, . \, 3{\cdot}142 \, . \, 83{\cdot}333$ sein, aus welchen zwei Gleichungen sich

$$w_R = \frac{2 \, . \, 3{\cdot}142 \, . \, 50}{60} = 5{\cdot}236 \text{ Fuß}$$

$$\text{und } w_r = \frac{2 \, . \, 3{\cdot}142 \, . \, 83{\cdot}333}{60} = 8{\cdot}727 \text{ Fuß}$$

ergibt.

8. Ein mit 60 Zähnen versehenes Rad von 12 Zoll Halbmesser arbeitet mit einem zweiten Rade von 8 Zoll Halbmesser; wie viel Zähne muß dieses letztere haben? Wie groß ist die Theilung der beiden Räder? Welches sind die Umdrehungszahlen derselben in jeder Minute, wenn ihre Umfangsgeschwindigkeit $= 3{\cdot}142$ Fuß ist? — Bezeichnet z_r die Zähnezahl des kleineren der beiden gegebenen Räder, so muß nach Relation 4 §. 140: $\frac{60}{z_r} = \frac{12}{8}$ sein, woraus $z_r = \frac{8}{12} 60 = 40$ folgt; es muß sonach das kleinere Rade 40 Zähne haben.

Da ferner der Umfang des größeren Rades $= 2 . 3{\cdot}142 . 12 = 75{\cdot}408$ Zoll, und dasselbe mit 60 Zähnen versehen ist, so erhält man die Theilung dieses Rades $= \frac{75{\cdot}408}{60} = 1{\cdot}257$ Zoll, und weil, dem §. 130 gemäß, die Zähne auf beiden Rädern gleich weit von einander abstehen müssen, so muß die Theilung des kleineren Rades ebenfalls $= 1{\cdot}257$ Zoll sein. Daß dieses wirklich der Fall ist, erhellet daraus, daß der Quotient $\frac{2 . 3{\cdot}142 . 8}{40}$ auch $= 1{\cdot}257$ ist.

Weil endlich die Umfangsgeschwindigkeit der beiden Räder mit 3·142 Fuß angegeben wurde, so ist der Weg, welchen ein Punkt am Umfange des größeren Rades in einer Minute zurücklegt $= 60 . 3{\cdot}142 = 188{\cdot}52$ Fuß, und da, dem Obigen gemäß, der Umfang desselben $= 75{\cdot}408$ Zoll $= 6{\cdot}284$ Fuß gefunden wurde, so gibt der Quotient $\frac{188{\cdot}52}{6{\cdot}284} = 30$ die Umdrehungszahl dieses Rades. Die Umdrehungszahl des kleineren Rades ist, der Relation 1 §. 140 gemäß, $= \frac{12}{8} . 30 = 45$.

9. Wie groß muß der Halbmesser eines Rades, welches mit einem zweiten von 6 Zoll Halbmesser zusammen arbeiten soll, angenommen werden, wenn das erstere 20 Umdrehungen, das letztere aber 70 Umdrehungen in jeder Minute zu machen hat? Wie viel Zähne wird jedes der beiden Räder erhalten, wenn ihre Theilung 1·571 Zoll betragen soll? — Bezeichnet R den gesuchten Halbmesser, so muß, der öfter bezogenen Relation 1 des §. 140 gemäß, $\frac{R}{6} = \frac{70}{20}$ sein, woraus $R = \frac{70}{20}\, 6 = 21$ Zoll folgt.

Da ferner 1·571 Zoll die beiden Rädern gemeinschaftliche Theilung ist, so wird das größere Rad $\frac{2 . 3{\cdot}142 . 21}{1{\cdot}571} = 84$, das kleinere hingegen $\frac{6}{21}\, 84 = 24$ Zähne erhalten.

10. Von zwei im Eingriffe stehenden Rädern einer Transmission wurde durch das Abzählen die Zähnezahl des größeren Rades $= 105$, und die des kleineren $= 42$, ferner im Wege der Messung ihre Theilung $= 1{\cdot}5$ Zoll gefunden; wie groß sind die Halbmesser der beiden Räder? Welches ist die ihnen entsprechende Uebersetzungszahl? — Mit Rücksicht auf die in dem §. 141 abgeleiteten Formeln 1 und 2, ist der Halbmesser des größeren Rades $= \frac{1{\cdot}5 . 105}{2 . 3{\cdot}142} = 25{\cdot}064$ Zoll, und der des kleineren $= \frac{1{\cdot}5 . 42}{2 . 3{\cdot}142} = 10{\cdot}025$ Zoll.

Die Uebersetzungszahl dieses Räderpaares ist sonach $= \frac{25{\cdot}064}{10{\cdot}025}$ oder $= \frac{105}{42}$ d. i. $= 2{\cdot}5$.

11. Bei dem Entwurfe einer Maschine sei dem Constructeur die Lage zweier Achsen, welche vermittelst zwei cylindrischen Zahnrädern in Verbindung gebracht werden sollen, durch constructive Umstände, so wie ferner die Uebersetzungszahl der beiden Räder durch den geometrischen Zusammenhang der gedachten Maschine gegeben. Wenn sich nun aus dem Entwurfe die Entfernung der beiden Achsen, also die Länge der Mittelpunktslinie der beiden in Frage stehenden Räder mit 19 Zoll ergibt, und die Uebersetzungszahl $= 3$ zu nehmen ist, so frägt es sich, mit welchen Halbmessern der Constructeur die Theilkreise der beiden Räder aus ihren respectiven Achsenmittelpunkten

zu beschreiben hat? — Die Größe der fraglichen Halbmesser bestimmt sich in diesem Falle nach den in dem §. 141 abgeleiteten Formeln 5 und 6, so daß der Constructeur sich zur Verzeichnung des Theilkreises vom größeren Rade des Halbmessers $\frac{3}{1+3}$ 19 = 14·25 Zoll zu bedienen, den Theilkreis des kleineren Rades aber mit einem Halbmesser von (19 — 14·25) = 4·75 Zoll zu beschreiben hat.

12. Wie groß ist die Intensität der auf den Theilkreis des treibenden Rades reduzirten Umdrehungskraft, wenn dasselbe einen Effect von 2150 Fuß-Pfund mit einer am Umfange seines Theilkreises gemessenen Geschwindigkeit von 4 Fuß zu übertragen hat? — Der Gleichung 1 des §. 146 gemäß ist die gesuchte Umdrehungskraft = $= \frac{2150}{4} = 537{\cdot}5$ Pfd, mit welcher Kraft die Zähne, abgesehen von dem bei einer guten Ausführung der Räder gewöhnlich nur unbedeutenden Widerstande der Zahnreibung, auf respective Festigkeit in Anspruch genommen und ihre Dimensionen auf die in der Anmerkung des §. 143 angegebene Weise bestimmt werden.

13. Ein Wasserrad von 9·5 Fuß Durchmesser, welches 5·73 Umdrehungen in jeder Minute macht, überträgt vermittelst eines mit demselben fest verbundenen Zahnkranzes von 6·8 Fuß Halbmesser einen Effect von 56 Pferdekräften auf ein in dasselbe eingreifende Getriebe von 1·94 Fuß Halbmesser; wie groß ist die auf den Umfang des Zahnkranztheilrisses bezogene Umdrehungskraft? Wie viel Touren wird das Getriebe in jeder Minute machen? — Da die Umfangsgeschwindigkeit des Zahnkranzes im Theilrisse $= \frac{2\,.\,3{\cdot}142\,.\,6{\cdot}8\,.\,5{\cdot}73}{60} = 4{\cdot}081$ Fuß ist, und 56 Pferdekräfte einem Effecte von 56 . 430 = 24080 Fpf gleichkommen, so ist die Umdrehungskraft $= \frac{24080}{4{\cdot}081} =$ $= 5900{\cdot}514$ Pfd.

Die Umdrehungszahl des Getriebes von dem oben angegebenen Halbmesser ist $= \frac{6{\cdot}8}{1{\cdot}94}\, 5{\cdot}73 = 20{\cdot}084$.

14. Vermittelst einer aus zwei unter einem rechten Winkel gegen einander in einer Ebene liegenden Wellen und aus eben so vielen auf diesen aufgekeilten und zusammengreifenden conischen Rädern bestehenden Transmission soll ein Effect von 30 Pferdekräften von einem Rade auf das andere übertragen werden. Wie groß müssen die Theilrißhalbmesser der beiden conischen Räder genommen werden, wenn die Uebersetzungszahl = 2·6 und die Länge der Berührungslinie der Grundkegel, d. i. die Entfernung des Berührungspunktes der beiden Theilkreise von dem Durchschnittspunkte der Achsen = = 30 Zoll sein soll? Mit welcher Umfangsgeschwindigkeit werden die beiden Räder rotiren, wenn die Umdrehungszahl des größeren und treibenden Rades = 25 ist? Wie groß wird der Druck zwischen den Zähnen der beiden Räder sein? — Da der Achsenwinkel der beiden Kegelräder der Aufgabe gemäß gleich 90° zu nehmen ist, so hat man zur Bestimmung ihrer Convergenzwinkel β und γ, den Gleichungen 3 und 4 des §. 146 gemäß, $\tan\beta = \frac{2{\cdot}6 \sin 90^\circ}{1 + 2{\cdot}6 \cos 90^\circ} = 2{\cdot}6$ und $\tan\gamma = \frac{\sin 90^\circ}{2{\cdot}6 + \cos 90^\circ} = \frac{1}{2{\cdot}6} =$ $= 0{\cdot}384615$, demnach $\beta = 68^\circ 57' 45''$ und $\gamma = 21^\circ 2' 15''$. Bedient man sich nun der Gleichungen 1 und 2 des bezogenen Paragraphes, so erhält man für Theilrißhalbmesser der beiden conischen Räder $R = 30 \sin 68^\circ 57' 45''$ und $r = 30 \sin 21^\circ 2' 15''$, oder R = 28 Zoll und r = 10·769 Zoll.

Einfacher gelangt man zu diesen Resultaten, wenn man bloß einen Convergenzwinkel der Kegelräder z. B. den Winkel $\beta = 68^\circ 57' 45''$ berechnet, mit diesem $R = 28$ Zoll bestimmt und hierauf, da die Uebersetzungszahl $= 2{\cdot}6$ gegeben ist, den zweiten Halbmesser aus dem Quotienten $\frac{28}{2{\cdot}6}$ sucht, den man auf diesem Wege, so wie oben, $r = 10{\cdot}769$ Zoll findet.

Die Umfangsgeschwindigkeit dieser beiden Kegelräder wird $\frac{2 \,.\, 3{\cdot}142 \,.\, 28 \,.\, 25}{12 \,.\, 60} =$ $= 6{\cdot}109$ Fuß und der fragliche Druck zwischen den Zähnen der Räder annäherungsweise (der Anmerkung des §. 146 zu Folge) $\frac{30 \,.\, 430}{6{\cdot}109} = 2111{\cdot}6$ Pfd betragen.

15. Wie groß muß das Rad einer Schraube ohne Ende gemacht werden, wenn dasselbe eine Umdrehung während 30 Umdrehungen der Schraube in jeder Minute vollenden und die eingängige Schraube eine Gewindhöhe von 0·8 Zoll erhalten soll? — Da in dem gegebenen Falle, dem im §. 148 Auseinandergesetzten gemäß, das Rad 30 Zähne erhalten, und seine Theilung gleich der Gewindhöhe gemacht werden muß, so hat man den Theilkreis des Rades mit einem Halbmesser von $R = \frac{0{\cdot}8}{2 \,.\, 3{\cdot}142} 30 =$ $= 3{\cdot}819$ Zoll zu beschreiben.

16. Eine Last von 2000 Pfund soll vermittelst eines sich auf einer Trommel $o_3\, a_4$ (Fig. 115) von 6 Zoll Halbmesser aufwickelnden Seiles oder einer Kette durch eine Kraft, welche an einem auf der Achse o_1 befestigten Hebel $o_1\, a_1$ von 16 Zoll Länge wirkend durch ein doppeltes Räderwerk auf die Achse o_3 zu übertragen ist, gehoben werden; wie groß muß diese Kraft sein, wenn das erste, die Achsen o_1 und o_2 verbindende Räderpaar aus einem Getriebe von 3 Zoll und einem Rade von 9 Zoll Halbmesser, und das zweite aus einem Getriebe von 4 Zoll und einem Rade von 12 Zoll Halbmesser besteht? Wie viel Umdrehungen wird die Trommel in jeder Minute machen, wenn die Kraft mit 2·5 Fuß Geschwindigkeit an dem Hebel $o_1\, a_1$ thätig ist? — Da das Räderwerk aus zwei Räderpaaren besteht, und die Uebersetzungszahl eines jeden den gegebenen Daten gemäß $= \frac{9}{3} = \frac{12}{4} = 3$ ist, so ist das Umsetzungsverhältniß des Räderwerkes nach Gleichung 3 §. 150

$$J = 3 \,.\, 3 = 9,$$

sonach das Verhältniß zwischen der wirkenden Kraft P und der zu hebenden Last von 2000 Pfund ohne Berücksichtigung der Bewegungswiderstände der Relation 4 des bezogenen Paragraphes gemäß:

$$\frac{P}{2000} = \frac{6}{16} \,.\, \frac{1}{9} = \frac{1}{24},$$

woraus sofort $P = \frac{1}{24} 2000 = 83{\cdot}333$ Pfd folgt.

Weil ferner die Kraft mit 2·5 Fuß Geschwindigkeit an dem Hebel thätig ist, so macht die Achse o_1 des Räderwerkes $\frac{60 \,.\, 2{\cdot}5 \,.\, 12}{2 \,.\, 3{\cdot}142 \,.\, 16} = 17{\cdot}903$ Umdrehungen in jeder Minute, und da das Verhältniß zwischen den Umdrehungen der ersten und der letzten Achse das Umsetzungsverhältniß des Räderwerkes gibt (Relation 1 §. 150), so muß die Umdrehungszahl n_3 der letzten Achse, wegen $\frac{17{\cdot}903}{n_3} = 9$, gleich $\frac{17{\cdot}903}{9} =$ $= 1{\cdot}989$ sein.

17. Ein auf dem Umfange eines Cylinders GH (Fig. 116) von 4·5 Zoll Halbmesser wirkender Widerstand von 800 Pfund soll durch eine Kraft überwunden werden, welche an einem auf der Achse CD der Schraube einer Schraube ohne Ende angebrachten Hebel AB von 6 Zoll Halbmesser thätig ist; wie groß muß ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse der Bewegung diese Kraft für den Zustand des Gleichgewichtes angenommen werden, wenn die Schraube eingängig von 2·094 Zoll Schraubenganghöhe ist und das Rad EG einen Halbmesser von 10 Zoll hat? — Da der Theilrißumfang des Rades $2 . 3{\cdot}142 . 10 = 62{\cdot}84$ Zoll beträgt, und die Theilung desselben in dem gegebenen Falle der Schraubenganghöhe, also $= 2{\cdot}094$ Zoll zu nehmen ist, so hat das Rad $\frac{62{\cdot}84}{2{\cdot}094} = 30$ Zähne und es müßte demnach die zur Ueberwindung des Nutzwiderstandes von 800 Pfund nöthige Kraft, da nach Relation 1 §. 151 $\frac{P}{800} = \frac{4{\cdot}5}{6} \cdot \frac{1}{30}$ sein muß,

$$P = \frac{4{\cdot}5}{6 . 30}\, 800 = 20 \text{ Pfd}$$

betragen.

18. Wie groß wird bei dem in dem Beispiele 16 dieses Paragraphes gegebenen Räderwerke die mit Berücksichtigung der an demselben vorkommenden Reibungswiderstände zur Ueberwindung der Nutzlast von 2000 Pfd nöthige Kraft sein müssen, wenn der Zapfendurchmesser der Achse $o_1 = 0{\cdot}8$ Zoll, der der Achse $o_2 = 1$ Zoll und der Zapfendurchmesser der Achse $o_3 = 1{\cdot}3$ Zoll ist, und wenn die Zähnezahlen des ersten, die Achsen o_1 und o_2 verbindenden Räderpaares 16 und 48, die des zweiten aber 14 und 42 sind? — Bezeichnet man mit P''' die Kraft, welche an dem Umfange des Rades $o_3\, a_3$ im Punkte a_3 für den Zustand des Gleichgewichtes zwischen derselben und dem Nutzwiderstande von 2000 Pfd, so wie dem an der Achse o_3 während der Bewegung Statt findenden Widerstande der Zapfenreibung parallel zu der Richtung der Nutzlast wirken müßte, so wird, da der Druck auf die beiden Zapfen der Achse $o_3 = (P''' + 2000)$ Pfd, und wenn man den Coefficienten der Zahnreibung bei gewöhnlicher Wartung derselben zu 0·075 annimmt, der Betrag der an dem Umfange der Zapfen wirksamen Reibung $= 0{\cdot}075\ (P''' + 2000)$ ist, das statische Moment der Zapfenreibung $= 0{\cdot}075\ (P''' + 2000)\ \frac{1{\cdot}3}{2}$ sein, und es muß für den Gleichgewichtszustand die Gleichung

$$P''' . 12 = 2000 . 6 + 0{\cdot}075\ (P''' + 2000)\ \frac{1{\cdot}3}{2},$$

$$\text{oder } P''' \left(12 - 0{\cdot}075\, \frac{1{\cdot}3}{2}\right) = 2000 \left(6 + 0{\cdot}075\ \frac{1{\cdot}3}{2}\right)$$

bestehen, aus welcher sich

$$P''' = \frac{12098}{11{\cdot}951} = 1012{\cdot}3$$

ergibt.

Weil aber die auf dem Umfange des Getriebes $o_2\, a_3$ wirksam gedachte Kraft P_3 außer dem eben berechneten Widerstande von 1012·3 Pfd noch die zwischen den Zähnen dieses Getriebes und des Rades $o_3\, a_3$ unter dem Drucke von 1012·3 Pfd Statt findende Reibung zu überwinden hat, so muß, wenn man den Coefficienten der Reibung der auf einander gleitenden Zahnflächen im Mittel zu 0·11 annimmt, mit Berücksichtigung der Gleichung 9 des §. 150,

$$P_3 = 1012{\cdot}3 + 0{\cdot}11 . 3{\cdot}142 \left(\frac{1}{42} + \frac{1}{14}\right) 1012{\cdot}3,$$

$$\text{oder } P_3 = 1012{\cdot}3 + 33{\cdot}321 = 1045{\cdot}621 \text{ Pfd}$$

sein, wobei 33·321 Pfd der Betrag der Zahnreibung des zweiten Räderpaares, also die zur Ueberwindung dieses Widerstandes für den Grenzzustand des Gleichgewichtes nöthige an dem Umfange des Getriebes $o_2 a_3$ wirkende Kraft ist.

Bezeichnet ferner P″ die Kraft, welche an dem Umfange des Rades $o_2 a_2$ in dem Punkte a_2 wirkend gedacht, mit dem letzt gefundenen Widerstande von 1045·621 Pfd und der Zapfenreibung an der Achse o_2 im Gleichgewichte steht, so muß, weil der Druck auf die beiden Zapfen dieser Achse durch (P″ + 1045·621) Pfd gemessen wird, die Gleichung

$$P''.9 = 1045{\cdot}621 . 4 + 0{\cdot}075 (P'' + 1045{\cdot}621) \tfrac{1}{2},$$

$$\text{oder } P'' \left(9 - 0{\cdot}075 \tfrac{1}{2}\right) = 1045{\cdot}621 \left(4 + 0{\cdot}075 \tfrac{1}{2}\right)$$

Statt finden, aus welcher

$$P'' = \frac{4221{\cdot}172}{8{\cdot}963} = 470{\cdot}955 \text{ Pfd.}$$

folgt.

Die an dem Umfange des Getriebes $o_1 a_2$ wirkende Kraft, welche diesen Widerstand sammt der Zahnreibung des ersten Räderpaares zu überwinden hat, muß sonach mit Bezug auf das oben Gesagte

$$P_2 = 470{\cdot}955 + 0{\cdot}11 . 3{\cdot}142 \left(\frac{1}{48} + \frac{1}{16}\right) 470{\cdot}955,$$

$$\text{oder } P_2 = 470{\cdot}955 + 13{\cdot}569 = 484{\cdot}524 \text{ Pfd}$$

sein, woraus ersichtlich, daß die Zahnreibung an dem ersten Räderpaare eine an dem Umfange des Getriebes $o_1 a_2$ wirksam zu machende Kraft von 13·569 Pfd erfordert.

Ist endlich P′ die an dem Hebel $o_1 a_1$ thätige Kraft, und (P′ + 484·524) der Druck auf die Zapfen der Achse o_1, so hat man für den Zustand des Gleichgewichtes

$$P'.16 = 484{\cdot}524 . 3 + 0{\cdot}075 (P' + 484{\cdot}524) \frac{0{\cdot}8}{2},$$

$$\text{oder } P' \left(16 - 0{\cdot}075 \frac{0{\cdot}8}{2}\right) = 484{\cdot}524 \left(3 + 0{\cdot}075 \frac{0{\cdot}8}{2}\right),$$

$$\text{also } P' = \frac{1468{\cdot}108}{15{\cdot}97} = 91{\cdot}929 \text{ Pfd.}$$

Da nun dem Beispiele 16 zu Folge die theoretische d. h. die ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände an dem gegebenen Räderwerke für den Gleichgewichtszustand nöthige Kraft P = 83·333 Pfd gefunden wurde, so verursachen die genannten Widerstände eine Vermehrung an Kraft, welche durch die Differenz [P′ — P] = 91·929 — 83·333 = 8·596 Pfund gemessen wird, und $\frac{8{\cdot}596}{83{\cdot}333} = 0{\cdot}103$ der theoretischen Kraft oder $10{\cdot}3^{0}_{0}$ beträgt. Es werden daher nur $90{\cdot}7^{0}_{0}$ der totalen Kraft nutzbringend verwendet, und $10{\cdot}3^{0}_{0}$ durch die Widerstände der Reibung consumirt.

Bezeichnet man mit p′ den Betrag der auf den Angriffspunkt des Hebels $o_1 a_1$ reduzirten Zahnreibung an den beiden Räderpaaren, so ist dem Obigen gemäß

$$p' = 33{\cdot}321 . \frac{4}{9} . \frac{3}{16} + 13{\cdot}569 . \frac{3}{16} = 5{\cdot}321 \text{ Pfd};$$

es erfordert demnach der Widerstand der Zahnreibung bei diesem Räderwerke $\frac{5{\cdot}321}{83{\cdot}333}\,100 = 6{\cdot}4^{0}_{0}$ der wirklichen Kraft zu seiner Ueberwindung.

19. Es soll die Kraft bestimmt werden, welche bei der in dem Beispiele 17 dieses Paragraphes gegebenen Schraube ohne Ende (Fig. 116) zur Ueberwindung des Nutzwiderstandes von 800 Pfund mit Berücksichtigung der Reibung zwischen den Schraubengängen und den Zähnen des Rades im Zustande des Gleichgewichtes nöthig ist, wenn die Schraube 3·2 Zoll Halbmesser hat? — Bezeichnet K den zwischen den Zähnen des Rades und dem Gewinde der Schraube Statt findenden Druck, so muß für den Gleichgewichtszustand die Gleichnng

$$K . 10 = 800 . 4{\cdot}5$$

bestehen, aus welcher sich

$$K = 800 \frac{4{\cdot}5}{10} = 360 \text{ Pfd}$$

ergibt. Nimmt man nun den Reibungscoefficienten zu 0·11 an, so wird die mittlere Kraft, welche an dem Umfange der Schraube wirken müßte, um den Widerstand der Reibung der Schraubengangflächen an den Zahnflächen des Rades zu überwinden, der Gleichung 7 des §. 151 gemäß, wegen $f = 0{\cdot}11$, $R = 10$, $r = 3{\cdot}2$ und $z_R = 30$,

$$p'' = 0{\cdot}11 . 360 \frac{\overline{10}^2 + \overline{3{\cdot}2}^2 . \overline{30}^2}{3{\cdot}2 . 30\,(3{\cdot}2 . 30 - 0{\cdot}11 . 10)} = 0{\cdot}11 . 360 . 1{\cdot}0226,$$

$$\text{oder } p'' = 40{\cdot}5 \text{ Pfd},$$

und sonach die an dem Hebel A B zur Ueberwindung des Reibungswiderstandes wirksam zu machende Kraft, wegen $p' . 6 = 40{\cdot}5 . 3{\cdot}2$,

$$p' = 40{\cdot}5 \frac{3{\cdot}2}{6} = 21{\cdot}6 \text{ Pfd}$$

betragen.

Weil aber die zur Ueberwindung des Nutzwiderstandes von 800 Pfd ohne Berücksichtigung des Reibungswiderstandes erforderliche, an dem Hebel A B thätige Kraft, dem Beispiele 17 gemäß, = 20 Pfd gefunden wurde, so muß die totale zur Ueberwindung des Nutzwiderstandes und der Reibung nöthige Kraft:

$$P' = 20 + 21{\cdot}6 = 41{\cdot}6 \text{ Pfd}$$

betragen. Es gehen demnach durch die Reibung zwischen den Schraubengängen und den Zähnen des Rades $\frac{21{\cdot}6}{41{\cdot}6}\,100 = 51{\cdot}9\,\%$ der wirklich aufgewendeten Kraft verloren.

2. Mechanismen zur Verwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine geradlinige und umgekehrt.

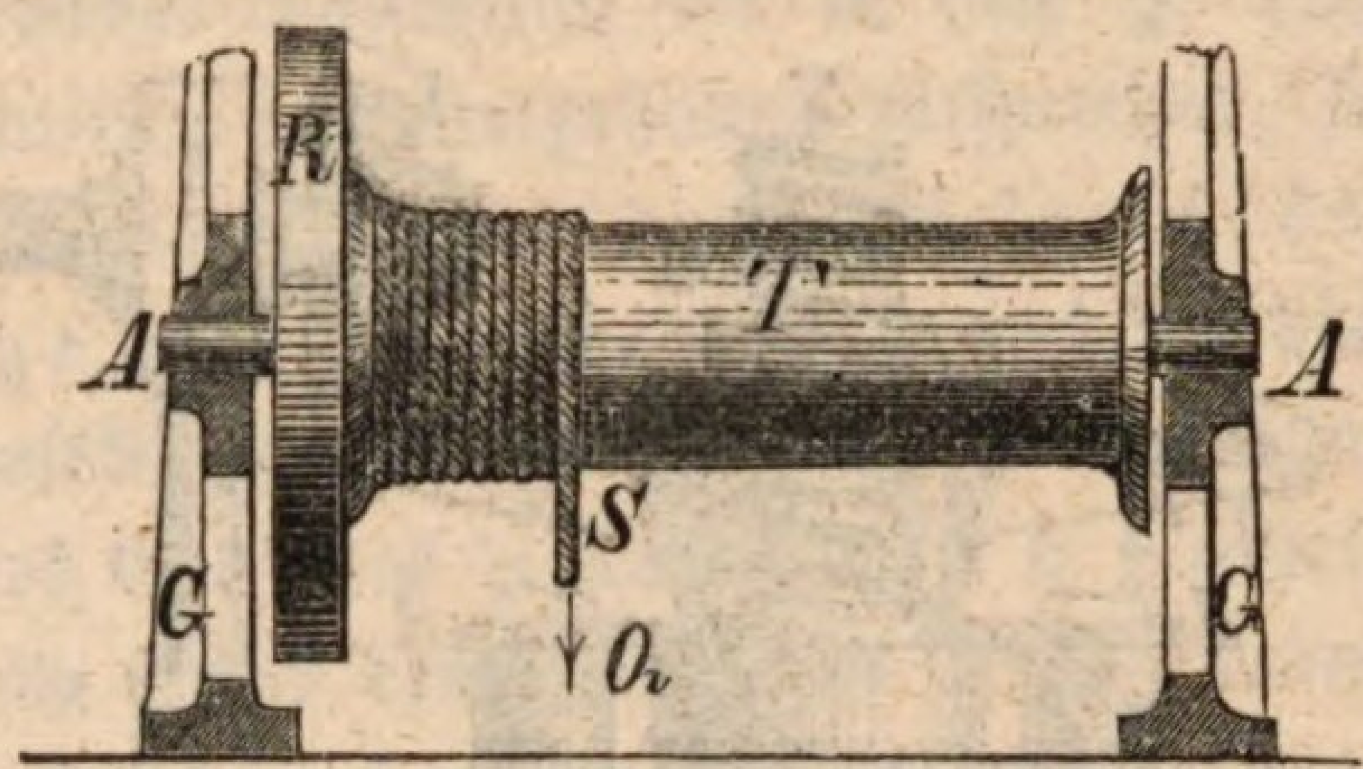
Die einfachsten Mittel, welche zur Fortpflanzung einer continuirlich kreisförmigen Bewegung und Verwandlung derselben in eine geradlinige, so wie auch umgekehrt, angewendet werden, sind: Die Trommel mit einem sich auf- oder abwickelnden Seile oder einer Kette, die Schraube sammt Mutter, und die Zahnstange mit Getrieb.

a. Trommel mit Seil oder Kette

§. 153. Beschreibung eines solchen Mechanismus. Beziehung zwischen Kraft und Widerstand. Fig. 117 stellt einen solchen Bewegungsmechanismus vor. T ist die Trommel, welche auf der mit ihren Zapfen in Gestellen G gelagerten Achse A A befestiget ist, R ein auf derselben Achse

aufgekeiltes verzahntes Rad, und S das Seil oder die Kette. Wenn nun die Achse durch das Rad R in eine drehende Bewegung versetzt wird, so wickelt sich das Seil oder die Kette S auf der Trommel T auf, und es kann dadurch ein am Seil- oder Kettenende wirkender Widerstand Q (z. B. eine Last) in geradliniger Richtung überwunden werden.

Fig. 117.



Wenn aber umgekehrt eine Kraft Q an dem freien Seil- oder Kettenende wirken würde, so würde sich das Seil von der Trommel abwickeln, und diese daher sammt ihrer Achse und dem an derselben befestigten Rade in eine rotirende Bewegung versetzt werden.

Bezeichnet nun n die Anzahl der Umdrehungen des Rades und der Trommel in jeder Minute, ϱ den Halbmesser der Trommel und δ die Seildicke, so hat man die Umfangsgeschwindigkeit eines mit dem mittleren Hebelsarme $(\varrho + \frac{1}{2}\delta)$ des Seiles als Halbmesser beschriebenen Kreises

$$v = \frac{2\pi(\varrho + \frac{1}{2}\delta)n}{60} = \frac{\pi n}{30}(\varrho + \tfrac{1}{2}\delta) \;.\;.\;. \;(1;$$

welcher Ausdruck zugleich die Geschwindigkeit gibt, mit welcher sich das Seil auf der Trommel aufwickelt, also auch die Geschwindigkeit, mit welcher der in geradliniger Richtung wirkende Widerstand überwunden wird.

Ist ferner P die auf den Umfang des Rades R vom Halbmesser R reduzirte Triebkraft, welche zum Behufe der Ueberwindung des an dem Seilende S wirkenden Widerstandes Q erforderlich ist, so muß, da $\frac{\pi R n}{30}$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist, ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse $P\frac{\pi R n}{30} =$ $= Q\frac{\pi n}{30}(\varrho + \frac{1}{2}\delta)$ sein, woraus sofort

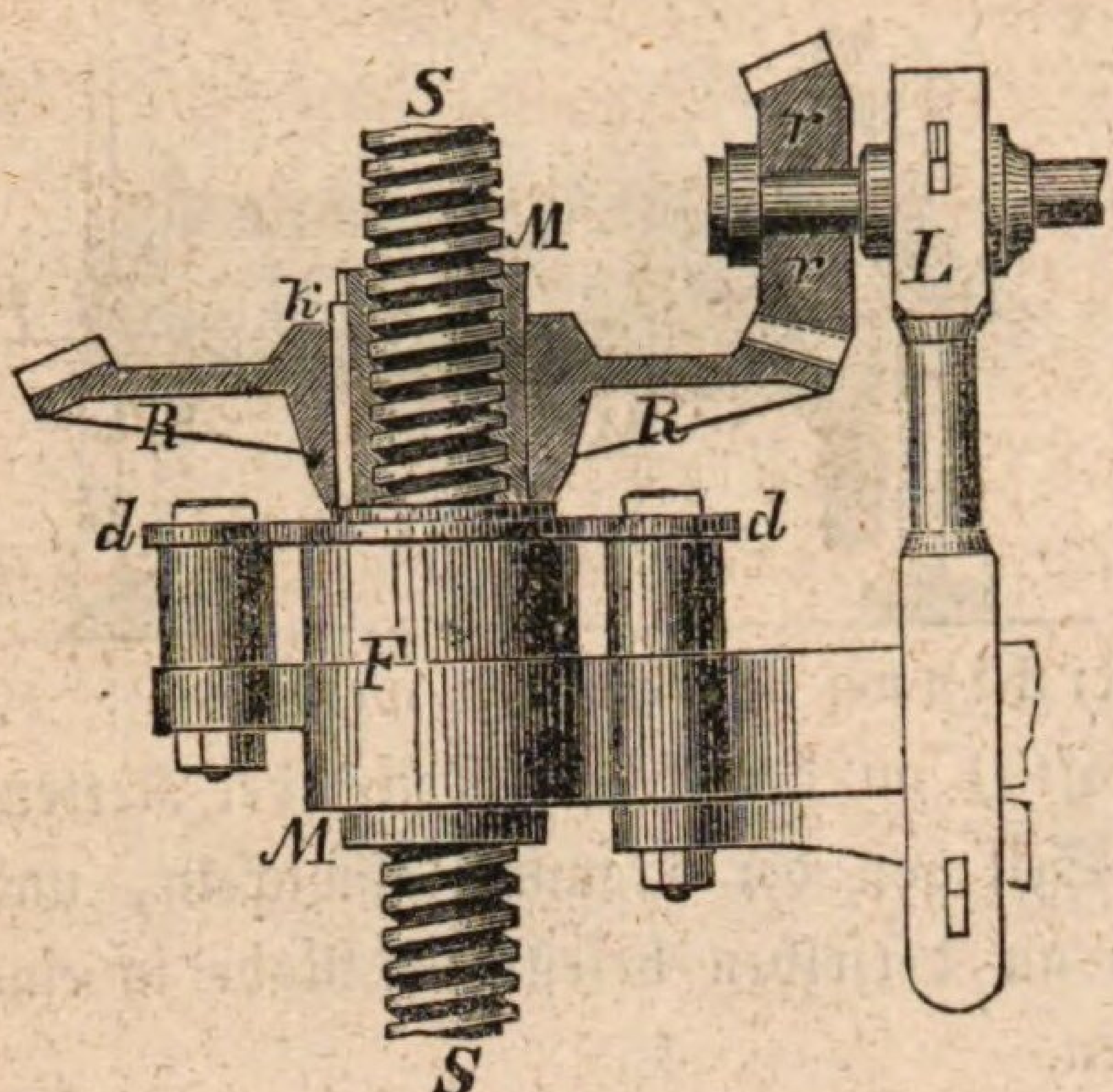
$$\frac{P}{Q} = \frac{\varrho + \frac{1}{2}\delta}{R} \;.\;.\;. \;(2$$

folgt.

b. Schraube sammt Mutter.

§. 154. Beschreibung eines solchen Mechanismus. Beziehung zwischen Kraft und Widerstand. Fig. 118 zeigt einen solchen aus Schraube und Mutter bestehenden Bewegungsmechanismus, vermittelst dessen die continuirlich kreisförmige Bewegung der Mutter in eine geradlinige der Schraube verwandelt wird. S S ist die mit einem flachgängigen Gewinde versehene Schraubenspindel, welche auf irgend eine Weise verhindert ist, eine drehende Bewegung anzunehmen; M M die ziemlich lange, vermittelst einer Verstärkung auf einem Träger T ruhende und von der an diesem angeschraubten Deckelplatte d d behufs der Verhinderung einer Bewegung nach der Richtung

Fig. 118.



der Schraubenachse gehaltene Mutter aus Metall. An dem oberen Theile derselben ist das conische Rad **RR** vermittelst eines Keiles **k** befestiget, welches die drehende Bewegung von einem Getriebe **rr**, dessen Achse in dem Ständer **L** gelagert ist, empfängt.

Ist nun r der Halbmesser des kleineren und treibenden und **R** der des größeren Rades, d der mittlere Durchmesser der eingängigen Schraube, h die Schraubenganghöhe und n_r die Anzahl der Umdrehungen des treibenden Rades in einer Minute, so findet man, wenn n_R die Umdrehungszahl des größeren Rades, also auch der Mutter in einer Minute bezeichnet, wegen $\frac{n_R}{n_r} = \frac{r}{R}$ (§. 144),

$$n_R = \frac{r}{R} n_r \ldots (1,$$

und da die Schraube während einer jeden Umdrehung der Mutter, der Voraussetzung gemäß, nur um die Höhe eines Schraubenganges in der Richtung ihrer Achse bewegt wird, so ist die Länge des Weges, welchen dieselbe während n_R Umdrehungen des Rades in dieser Richtung zurücklegt, $L = n_R h$, oder

$$L = \frac{r}{R} n_r h \ldots (2.$$

Die Geschwindigkeit dieser in der Richtung der Schraubenachse Statt findenden Bewegung ist

$$v = \frac{1}{60} \cdot \frac{r}{R} n_r h \ldots (3.$$

Bezeichnet ferner **P** die auf den Theilrißumfang des Rades **rr** reduzirte Triebkraft und **Q** den an der Schraube in der Richtung ihrer Achse wirkenden Widerstand, so wird, wenn die Kraft **P** mit der Geschwindigkeit $\frac{\pi r n_r}{30}$ thätig ist, ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände $P \frac{\pi r n_r}{30} = Q \frac{1}{60} \frac{r}{R} n_r h$ sein, woraus sich

$$\frac{P}{Q} = \frac{h}{2 \pi R} \ldots (4$$

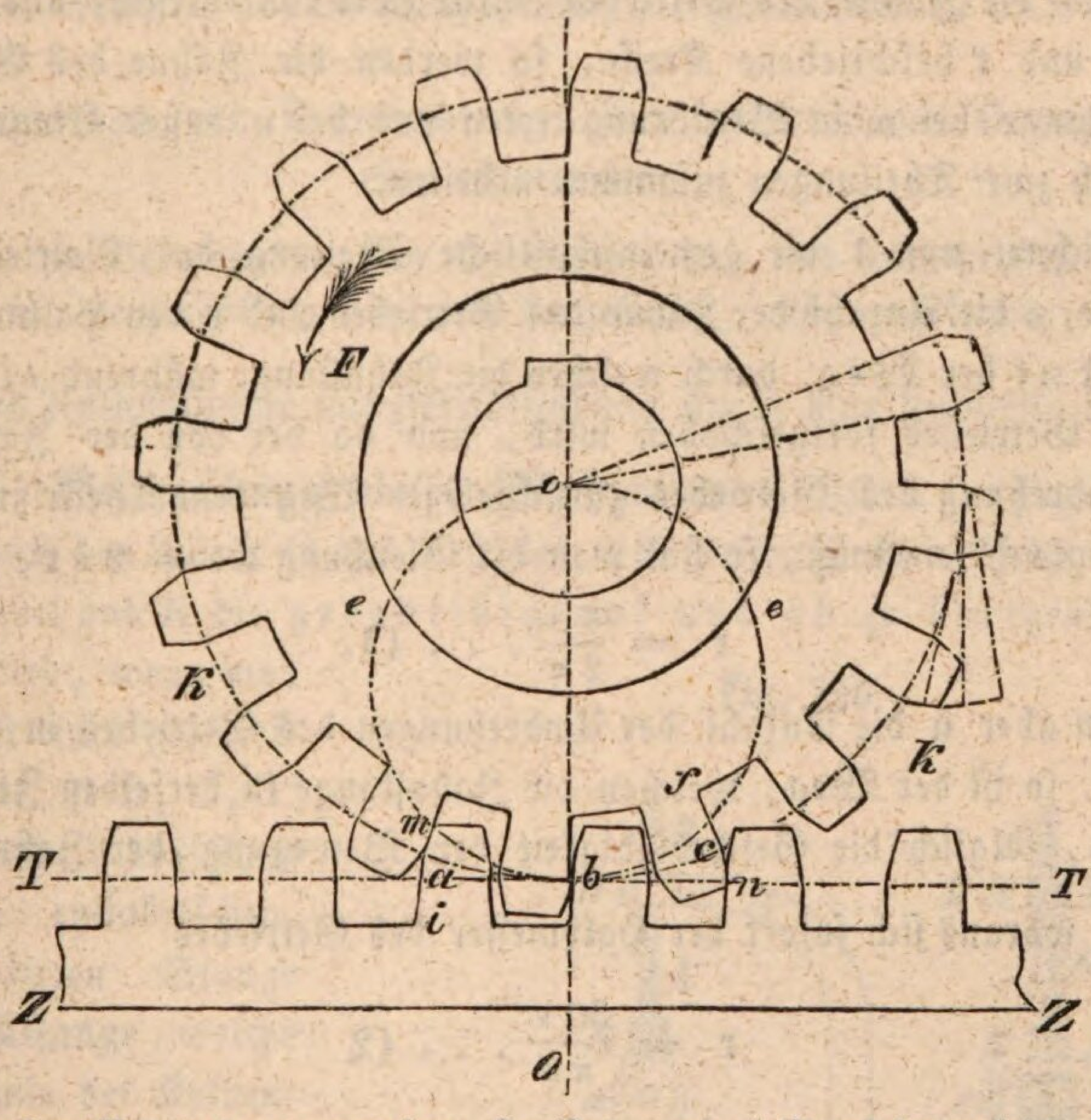
ergibt.

c. Zahnstange mit Getrieb.

§. 155. Verzeichnung dieses Bewegungsmechanismus. Halbmesser des Getriebes. Umdrehungskraft. Denkt man sich eine geradlinige, gewöhnlich aus Gußeisen bestehende Stange an einer ihrer Oberflächen mit

Zähnen von solcher Form versehen, daß diese den Zähnen eines mit derselben im Eingriffe stehenden cylindrischen Getriebes rücksichtlich der in dem §. 126 angegebenen Bedingungen für die Construction der Verzahnung entsprechen, so hat man einen Mechanismus zur Verwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine geradlinige, und umgekehrt, je nachdem das Getriebe oder die Zahnstange treibend wirkt. Ist nun **T T** die Theillinie der Zahnstange **Z Z**, welche den Theilkreis **k k** des Getriebes in dem Punkte **b** berührt, und betrachtet man diese Theillinie als ein Stück des Theilkreises eines Rades von unendlich großem Halbmesser, so übergehen unter der Voraussetzung,

Fig. 119.



daß der Durchmesser des erzeugenden Kreises **e e** des Getriebes gleich dem Halbmesser **b o** seines Theilkreises **k k** angenommen wird, (welches bei der Zahnstange mit Getrieb gewöhnlich üblich ist), die für zwei cylindrische Räder mit äußerer Verzahnung (§. 133) zur Formung der Zähne derselben bestimmten Curven, nämlich die Epi- und Hypocycloiden, beziehungsweise in eine **gemeine Cycloide** und eine **gerade Linie**, so wie, weil ein Stück des erzeugenden Kreises des Rades von unendlich großem Halbmesser auch als eine gerade Linie angesehen werden kann, in eine **Evolvente** und eine **Gerade** über, und es sind die Wölbungen der Zähne der Zahnstange nach der erstgenannten Curve, die Wölbungen der Zähne des Getriebes aber nach einer Evolvente zu formen, hingegen die Flanken der Zähne der Zahnstange durch normal auf der Theillinie derselben stehende und die der Radzähne durch radiale Ebenen zu begrenzen.

Soll daher die nach der Richtung des Pfeiles **F** gehende Bewegung des Getriebes der Zahnstange mitgetheilt werden, und wird verlangt, daß dabei die

Zähne um eine gewisse Größe, z. B. um eine Theilung, vor der Mittellinie O o zum Eingriffe kommen und um die nämliche Größe hinter dieser Linie außer Berührung treten, so mache man b a = b c = b m = b n gleich der Theilung, construire den Cycloidenbogen a m und den Evolventenbogen c n, und ziehe von a die auf T T normale Linie a i, so wie von c die radiale c f; die derart zusammen gesetzten Curven m a i und n c f sind die der Zahnstange und dem Getriebe entsprechenden Zahncurven. Verfährt man nun im Weiteren auf die nämliche Weise wie bei der Verzeichnung der Verzahnung von zwei zusammen arbeitenden Rädern, und begränzt die Zähne der Zahnstange vermittelst zwei durch die Punkte m und i parallel zur Theillinie T T gezogenen Linien, und die Zähne des Getriebes durch zwei concentrische aus o durch die Punkte n und f beschriebene Kreise, so werden die Zähne des Getriebes und der Zahnstange bei m in Berührung treten und bei n außer Eingriff kommen, daher durch zwei Theilungen zusammen arbeiten.

Bezeichnet nun t die gemeinschaftliche Theilung des Getriebes und der Zahnstange, z die Anzahl der Zähne des Getriebes und r den Halbmesser desselben, so ist z t der Weg, durch welchen die Zahnstange während einer Umdrehung des Getriebes fortgeschoben wird, und da der von der Zahnstange bei einer Umdrehung des Getriebes zurückgelegte Weg dem Theilrißumfange des Getriebes gleich sein muß, so hat man die Gleichung $z t = 2 \pi r$, und daraus

$$r = \frac{z\,t}{2\,\pi} \ldots (1.$$

Wenn aber n die Anzahl der Umdrehungen des Getriebes in einer Minute bezeichnet, so ist der Weg, welchen die Zahnstange in derselben Zeit zurücklegt, $= 2 \pi r n$, folglich die Geschwindigkeit der Bewegung der Zahnstange $v = \frac{\pi r n}{30}$, woraus sich sofort der Halbmesser des Getriebes

$$r = \frac{30\,v}{\pi\,n} \ldots (2$$

ergibt.

Ist weiters E der in Fußpfunden ausgedrückte Effect des in der Richtung der Theillinie der Zahnstange wirkenden Widerstandes, und bezeichnet P die auf den Theilrißumfang des Getriebes reduzirte Umdrehungskraft, so muß ohne Rücksicht auf die Zahnreibung $P \frac{\pi r n}{30} = E$, und

$$P = \frac{30}{\pi} \frac{E}{r n} \ldots (3$$

sein.

Anmerkung. Setzt man in der Gleichung 9 des §. 150 der obigen Betrachtung zu zu Folge $z_R = \infty$, so übergeht diese in

$$q = f \pi \frac{1}{z_r} K \ldots (4,$$

wobei K den zwischen den Zähnen des Getriebes und der Zahnstange herrschenden Druck, z_r die Anzahl der Zähne des Getriebes, f den der materiellen

Beschaffenheit der auf einander schleifenden Zahnflächen entsprechenden Reibungscoefficienten und q die Kraft bezeichnet, welche am Umfange des Getriebes wirksam gemacht werden muß, um die Zahnreibung zu überwinden. Der durch diesen Widerstand verursachte Effectverlust ist

$$e = \frac{1}{30} f\pi^2 r n \frac{1}{z_r} K \ldots (5.$$

Durch Vergleichung des Ausdruckes 4 dieses Paragraphes mit den für q aufgestellten Ausdrücken 9 und 11 des §. 150 ergibt sich, daß der Zahnreibungswiderstand bei einer Zahnstange mit Getriebe kleiner, als bei einem Stirnrade mit Getriebe, und größer, als bei einem mit einem Getriebe arbeitenden cylindrischen Rade mit innerer Verzahnung, wenn in beiden Fällen die Zähnezahl des Getriebes und die Beschaffenheit der Zahnflächen die nämliche ist.

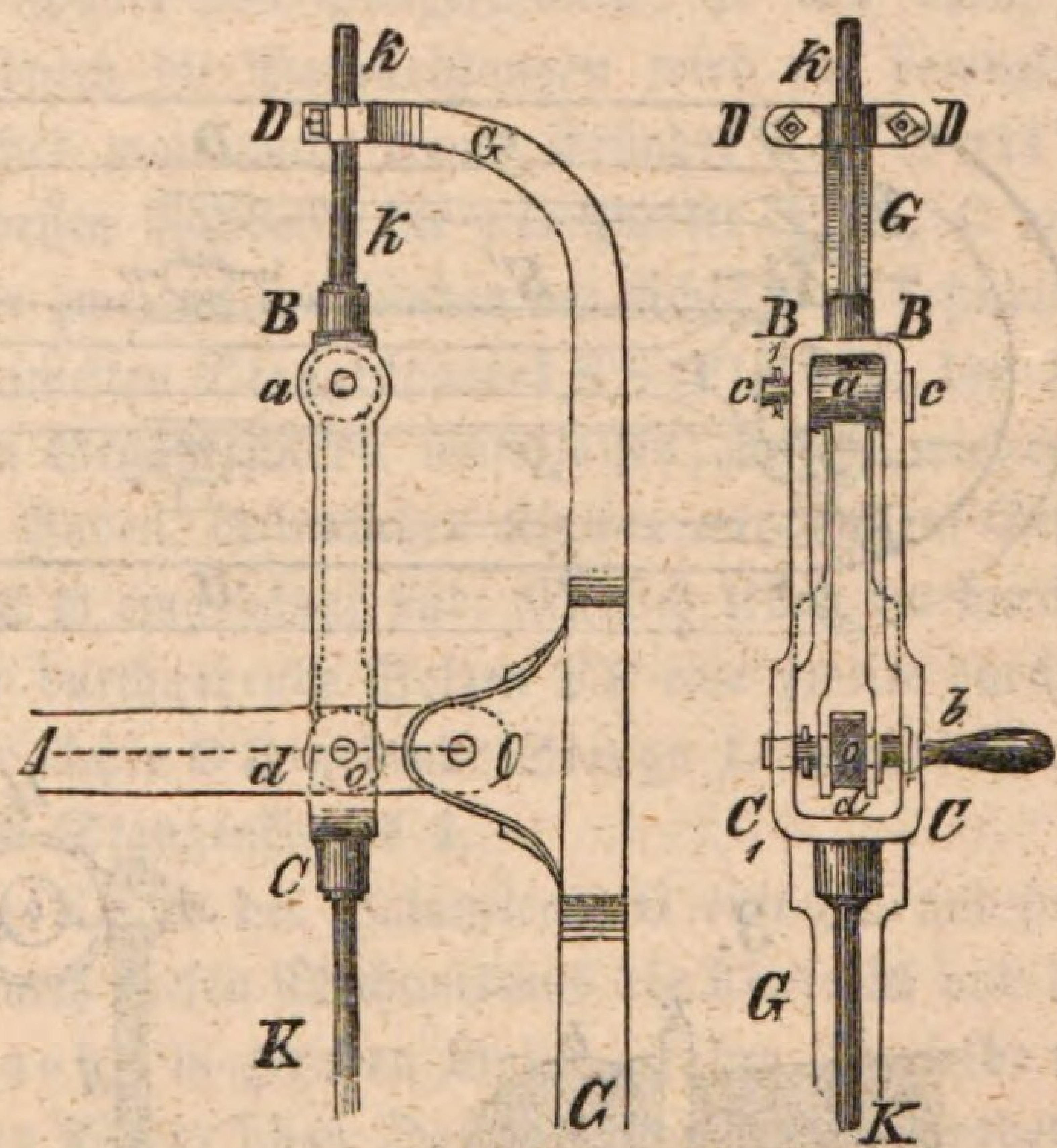
B. Mechanismen zur Verwandlung einer alternativen Bewegung in eine alternative.

Mechanismen zur Verwandlung der kreisförmig hin- und hergehenden Bewegung in eine geradlinig hin- und hergehende, und umgekehrt.

a. Hebel und Kolbenstange mit Geradführung durch eine kalibrite Leitstange.

§. 156. Beschreibung dieses Mechanismus. Ist A O (Fig. 120) der um einen durch den Punkt O des Gestelles G G durchgesteckten Bolzen b oscillirende Hebel und K die geradlinig auf und ab zu bewegende Kolbenstange, so wird, wenn man sie vermittelst eines geschlossenen Bügels B B_1 C_1 C mit einer oberhalb desselben angebrachten cylindrischen, genau kalibrirten Stange k k, der **Leitstange**, welche in der Hublinie der Kolbenstange liegt, und bei D durch eine am Gerüste angebrachte **Leitungshülse** geht, in Verbindung bringt, ferner den Hebel A O durch eine **Lenkerstange** a d, welche an ihrem oberen mit einem Auge versehenen Ende vermittelst eines durchgesteckten Bolzens c c mit dem Bügel B B_1 C_1 C, und an ihrem unteren gabelförmig gestalteten, den Hebel A O umgreifenden Ende d ebenfalls vermittelst eines durchgesteckten Bolzens o an demselben eingehängt ist, mit der Kolbenstange verbindet, die oscillirende Bewegung des Hebels in Folge dieses Zusammenhanges der Theile unter einander

Fig. 120.

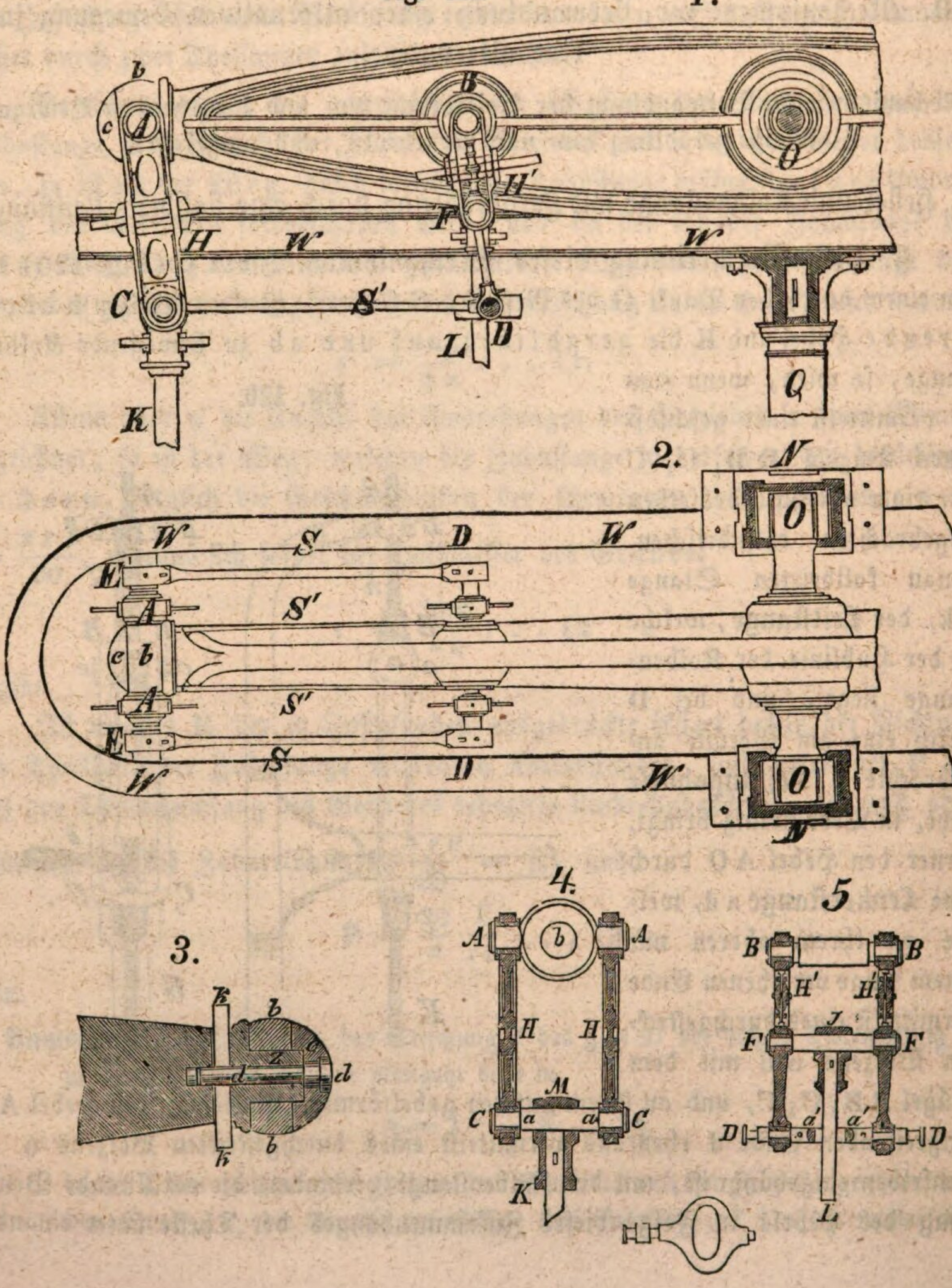


in die geradlinig hin und hergehende der Kolbenstange verwandelt. Dieser Mechanismus findet vorzugsweise Anwendung bei den Handdruckpumpen (z. B. der hydraulischen Presse), bei welchen der Kolbenhub stets nur gering ist.

b. Kolbenstange und Balancier mit Geradführung durch das Watt'sche Parallelogramm.

§. 157. Beschreibung dieses Bewegungsmechanismus. Um die geradlinig hin- und hergehende Bewegung einer Stange in eine kreisförmig hin- und hergehende, oder umgekehrt, zu verwandeln, kann man einen Bewegungsmechanismus anwenden, welcher aus der

Fig. 121.



Stange und einem mit dieser durch ein bewegliches Parallelogramm verbundenen Hebel besteht. Fig. 121, 1. 2, 3, 4 und 5 zeigt einen solchen Mechanismus. A O (Fig. 1, 2) stellt die Hälfte eines auf der Achse O O aufgekeilten und um die Zapfen derselben in den auf dem gußeißernen von Säulen Q getragenen Gestelle W W befindlichen Lagern N N oscillirenden doppelarmigen Hebels, **Balancier** genannt, vor, welcher aus Gußeisen in einem Stücke hergestellt ist. Die Form desselben ist parabolisch. An dem zapfenartigen Ende z desselben befindet sich ein mit zwei Zapfen A versehener gußeiserner Ring b (Fig. 1, 2, 3) aufgesteckt, welcher durch einen kugelsegmentartigen vermittelst eines Bolzens d d und zugehörigen Keiles k k befestigten Deckel c gehalten wird. Außerdem ist in der Längenachse des Balancier noch ein an seinen beiden Enden mit Zapfen versehener Bolzen B B angebracht. K ist die geradlinig hin- und hergehende vermittelst eines Keiles mit dem Kopfe M (Fig. 4) verbundene **Kolbenstange**, durch welchen eine kurze Achse C C durchgeht. Ein Paar **Hängeschienen** H H, welche die beiden Zapfen A des Ringes b und die Zapfen der Achse C C umschließen, stellen die Verbindung zwischen dem Balancier und der Kolbenstange her.

Ein zweites Paar Hängeschienen H′H′ (Fig. 1, 2, 5), welche mit ihrem oberen Ende die Zapfen des Bolzens B B, mit ihrem unteren aber eine in der Mitte bügelförmig geformte Achse D D umfassen, sind mit den ersteren durch ein Paar Stangen S′S′, **Parallel-** oder **Verbindungsstangen** genannt, verbunden, welche mit ihren Köpfen einerseits die Achse C C in den Punkten a, a (Fig. 4) und andererseits die Achse D D (Fig. 5) in den Punkten a′ a′ umschließen. Durch diese zwei Paare von Hängeschienen, so wie durch das Stück A B des Balancier und durch die Parallelstangen wird ein bewegliches Parallelogramm gebildet, welches man nach seinem Erfinder das **Watt'sche Parallelogramm** nennt, und dessen Eckpunkte die vier Punkte A, B, C und D sind. Ueberdieß werden noch die zwei an den Enden der Achse D D befindlichen Zapfen von den Köpfen eines zweiten Stangenpaares S S (Fig. 2), den sogenannten **Lenkerstangen** oder den **Gegenlenkern** umschlossen, welche wieder mit den an ihren entgegengesetzten Enden befindlichen Köpfen an den am Gestelle W W fix angebrachten Zapfen E E eingehängt sind. Endlich trägt der durch die Hängeschienen H′H′ (Fig. 5) durchgehende Bolzen F F eine zweite durch die Oeffnung des ovalen Bügels der Achse D D gehende Stange L vermittelst eines an ihrem oberen Ende befestigten Stangenkopfes I.

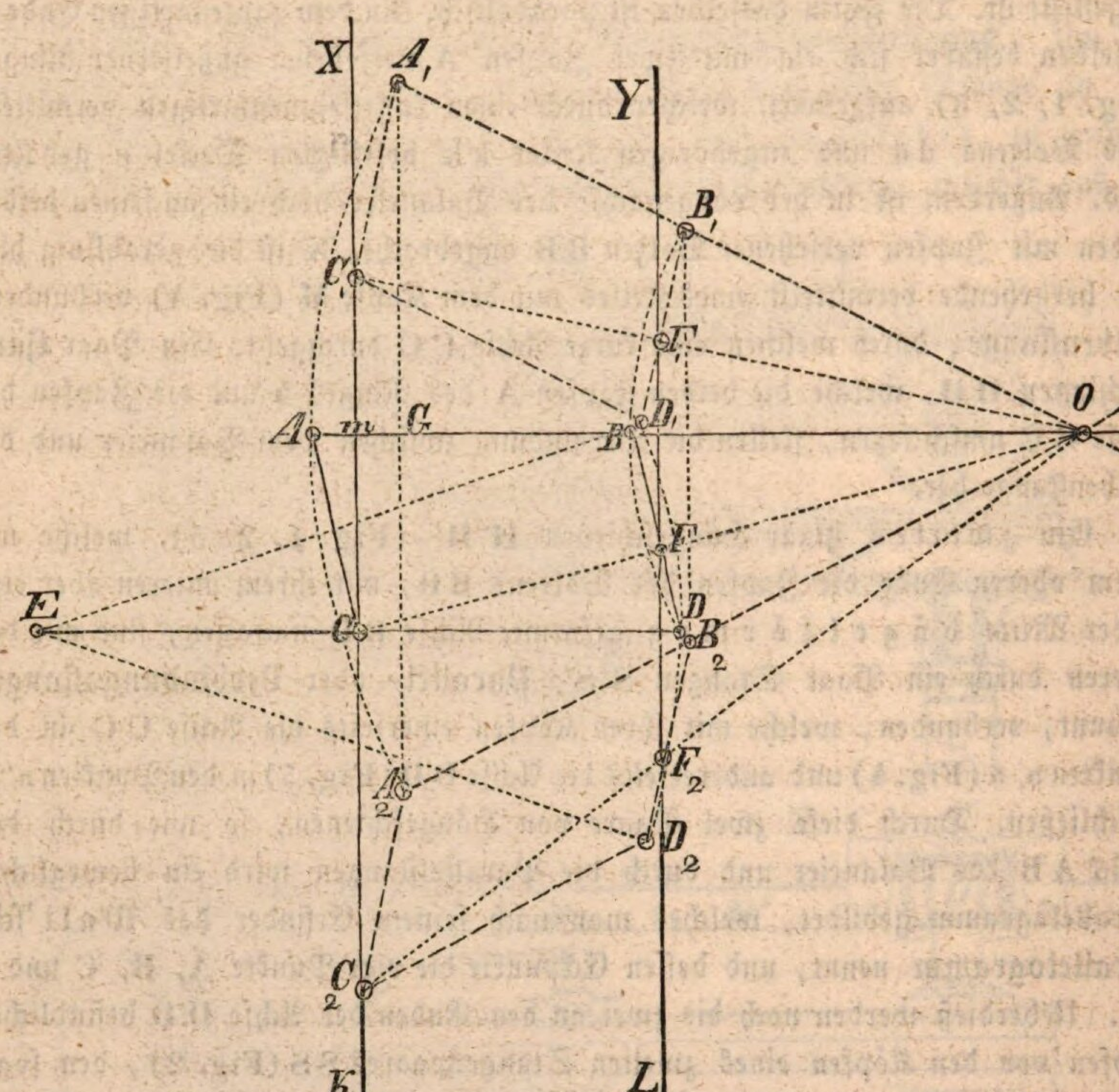
Erhält nun die Kolbenstange K oder der Balancier A O eine hin- und hergehende Bewegung, so werden durch diesen Mechanismus die Köpfe M und I der beiden Stangen K und L beinahe in geraden Linien geführt. Derselbe wird vorzugsweise bei den sogenannten Watt'schen Dampfmaschinen angewendet.

§. 158. Geometrische Construction dieses Bewegungsmechanismus.

Ist die halbe Länge der Mittellinie eines Balancier, welcher um den Punkt O oscilliren soll, gegeben, so beschreibe man aus O mit dieser als Halbmesser einen

Kreisbogen, ziehe durch **O** eine horizontale Linie **O A** und construire die Winkel **A O A$_1$** und **A O A$_2$** jeden gleich dem halben Schwingungswinkel des Balancier; dadurch wird die dem Schwingungsbogen **A$_1$ A A$_2$** entsprechende Sehne **A$_1$ A$_2$** der gegebenen Hubhöhe der Kolbenstange gleich und es stellen die Linien **A$_1$ O, A O** und **A$_2$ O** den Balancier in seiner höchsten, mittleren und

Fig. 122.



tiefsten Position vor. Nun theile man die Höhe **A G** des Schwingungsbogens im Punkte m in zwei gleiche Theile und ziehe durch diesen die gerade Linie **X K** parallel zu der Sehne **A$_1$ A$_2$**, so gibt diese die Gerade, in welcher die Mittellinie der Kolbenstange geführt wird. Ferner nehme man den Punkt **C** der Geraden **X K** als den Endpunkt der Kolbenstange **K** an, verbinde diesen durch eine gera`e Linie **C A** mit dem Punkte **A** des Balancier in seiner mittleren Position, und durchschneide die Gerade **X K** aus den der höchsten und tiefsten Lage des Balancier entsprechenden Punkten **A$_1$** und **A$_2$** mit einer der Länge der Linie **C A** gleichen Zirkelöffnung; dadurch erhält man die Punkte **C$_1$** und **C$_2$**, welche die Lage des Endpunktes **C** der Kolbenstange in den eben genannten zwei Positionen des Balancier angeben. Ist weiter **B** ein Punkt der Mittellinie des Balancier in seiner mittleren Stellung, so beschreibe man aus **O** mit dem Halbmesser **O B** den Kreisbogen **B$_1$ B B$_2$**, wodurch die Punkte **B$_1$** und **B$_2$**

d. i. die Lagen des Punktes **B** in der höchsten und tiefsten Position des Balancier bestimmt werden. Construirt man nun das Parallelogramm **ACDB**, verzeichnet es für die höchste und tiefste Lage des Balancier, und sucht den Mittelpunkt **E** des Kreises, welcher durch den Eckpunkt **D** des verzeichneten Parallelogrammes in seinen drei Lagen D_1, **D** und D_2 geht, so gibt der Halbmesser **ED** dieses Kreises die erforderliche Länge der Gegenlenker, deren Lagen für die drei Positionen des Balancier durch die Linien ED_1, **ED** und ED_2 angegeben sind.

Es ist leicht einzusehen, daß durch eine solche Verbindung einer geradlinig hin- und hergehenden Kolbenstange mit einem Balancier diese Bewegung in eine kreisförmig hin- und hergehende des letzteren, und auch umgekehrt, verwandelt wird, daß aber dabei der Endpunkt **C** der Kolbenstange nur in drei Lagen und zwar in den Punkten C_1, **C** und C_2 sich in der Geraden **XK** befinden, außer diesen sich aber in einer krummen Linie bewegen wird, welche als ein Stück einer der Zahlenfigur 8 oder einer Schleife ähnlichen, (in die Gattung der Lemniscaten oder Schleifenlinien gehörenden) Curve betrachtet werden muß, deren Krümmung in der Nähe des Schleifenknotens **C** sehr gering ist, so, daß ein Stück derselben zu beiden Seiten desselben als eine Gerade angesehen werden kann.

Zieht man endlich noch die Linie **CO**, so durchschneidet diese die Seite **BD** des Parallelogrammes **ACDB** in dem Punkte **F**, welcher ebenfalls geradlinig geführt wird, und zwar derart, daß er sich in den drei angenommenen Positionen des Balancier in der Geraden **YL** befinden, in allen Zwischenlagen desselben aber von dieser Geraden um Etwas seitlich abweichen wird. Es kann daher in diesem Punkte eine zweite Kolbenstange **L**, welche eine geradlinig hin- und hergehende Bewegung machen soll, eingehängt werden.

Anmerkung. Vermittelst des Watt'schen Parallelogrammes können mit geringen Modifikationen auch mehr als zwei Kolbenstangen geradlinig geführt werden. Denn zieht man aus beliebig vielen, zwischen den Punkten **A** und **B** des Balancier **AO** liegenden Punkten zu **AC** parallele Linien, (als Mittellinien von Hängeschienen), so werden diese durch die vorhin gezogene Gerade **CO** in Punkten geschnitten, welche eben so wie der Punkt **F** in der höchsten, mittleren und tiefsten Position des Balancier in den durch sie gezogenen Senkrechten liegen werden und sonach ebenfalls als Einhängungspunkte von Kolbenstangen benützt werden können.

C. Mechanismen zur Verwandlung einer continuirlichen Bewegung in eine alternative und umgekehrt.

1. Mechanismen zur Verwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine geradlinig hin- und hergehende, und umgekehrt.

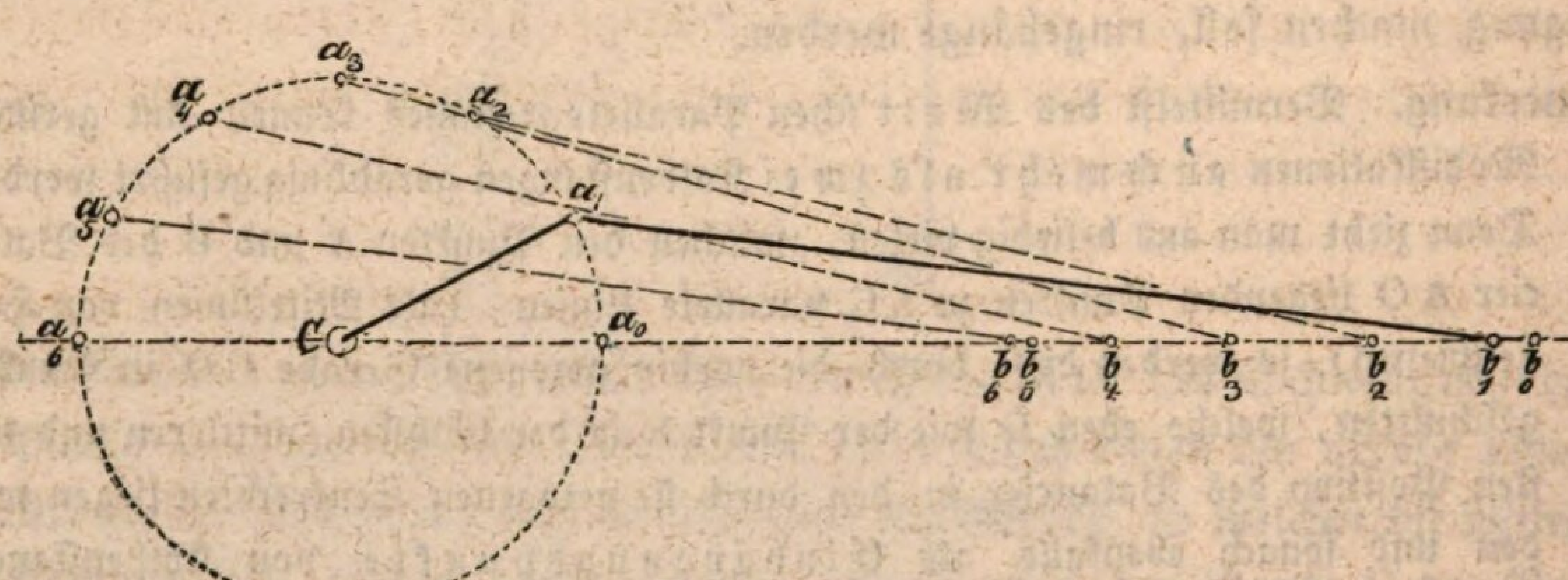
Einige der wichtigsten Mechanismen dieser Art sind folgende:

a. Kurbel und Schubstange sammt Geradführung.

§. 159. **Bewegung dieses Mechanismus.** Die einfachste Anordnung eines solchen Mechanismus erhält man durch die Verbindung eines auf einer Achse O (Fig. 126) befestigten Hebelarmes A O, **Kurbel-** oder **Krummzapfen** genannt, mit einer Stange AB, der **Kurbel-** oder **Schubstange**, und dieser mit einem Maschinentheile, welcher durch eine feste Leitung gezwungen wird, eine geradlinige Bewegung anzunehmen. Dabei kann die Kurbel eine **doppelt** oder eine **einfach wirkende** sein, je nachdem die hin- und hergehende Bewegung des geradlinig zu führenden Maschinentheiles von der nämlichen Triebkraft bewirkt wird, und in beiden Richtungen ein Nutzwiderstand zu überwinden ist, oder aber nur in einer Bewegungsrichtung ein Nutzwiderstand Statt findet, oder die rückgängige Bewegung des erwähnten Maschinentheiles durch eine andere Kraft hervorgebracht wird.

Sind a_1 c und a_1 b_1 (Fig. 123) die Mittellinien der Kurbel und der endlich langen Schubstange, a_1 der gemeinschaftliche Verbindungspunkt beider Maschinentheile, die **Warze** oder der **Kurbelzapfen** genannt, c die Dre-

Fig. 123.

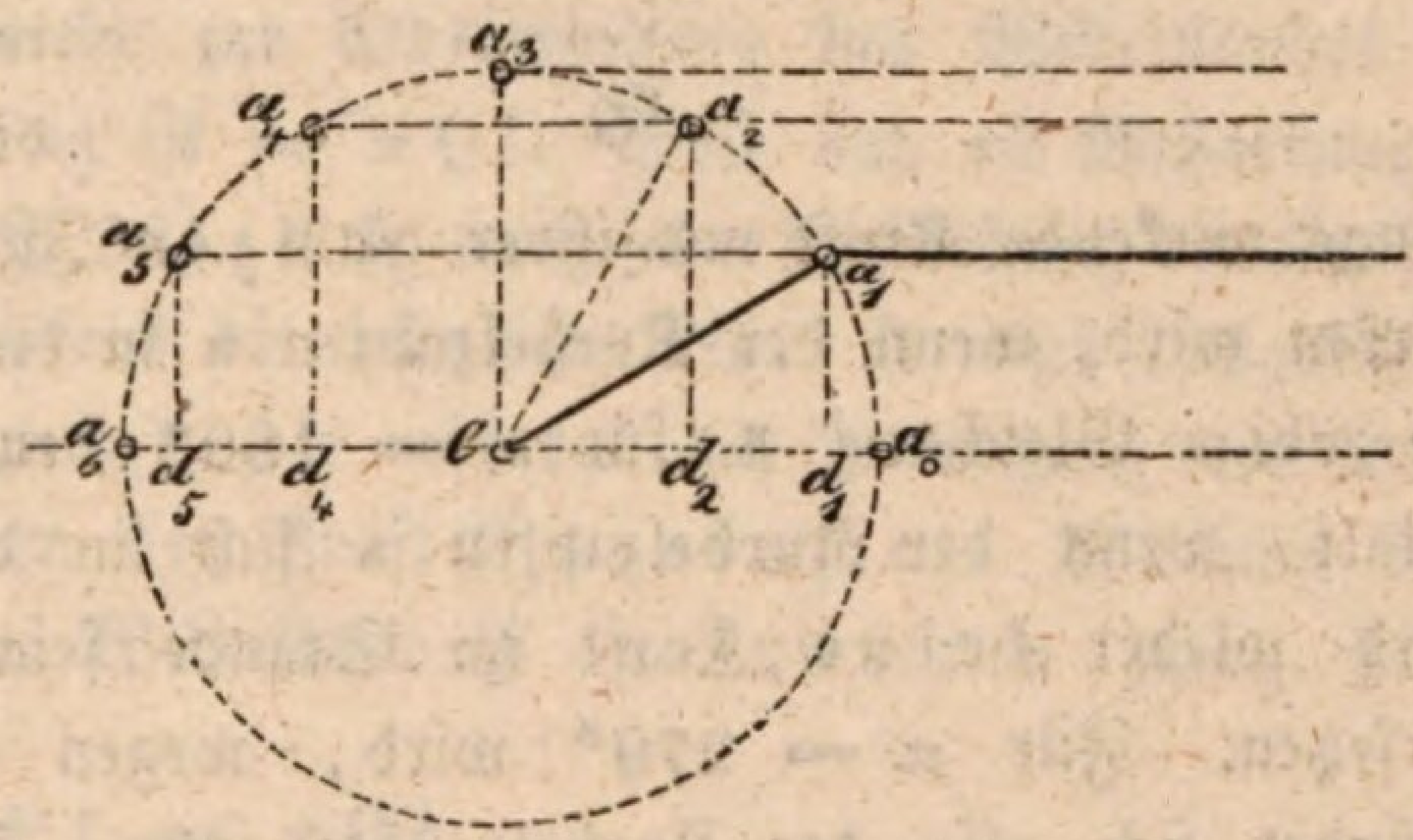


hungsachse der Kurbel und a_0 b_0 die gerade Linie, in welcher sich der Endpunkt b_1 der Schubstange zu bewegen hat, so wird unter der Voraussetzung einer gleichförmigen Bewegung des Punktes a_1 in dem Kreise a_0 a_6 — dem **Warzen-** oder **Kurbelkreise** —, der Punkt b der Schubstange sich ungleichförmig in der Geraden a_0 b_0 bewegen. Denn theilt man den Kurbelhalbkreis a_0 a_3 a_6 in eine beliebige Anzahl, z. B. in sechs gleiche Theile $a_0 a_1 =$ $= a_1 a_2 = a_2 a_3 = a_3 a_4 = a_4 a_5 = a_5 a_6$, und schneidet mit einer

der Länge der Schubstange $a_1 b_1$ gleichen Zirkelöffnung aus den Theilpuncten $a_0, a_1, \ldots a_6$ auf der Geraden $a_0 b_0$ die Puncte $b_0, b_1 \ldots b_6$ ab, so fallen die Theile $b_0 b_1$, $b_1 b_2$, $b_2 b_3$ u. s. w. ungleich aus; daraus folgt, daß wenn der Kurbelzapfen in gleichen Zeiten gleiche Wege zurücklegt, der Endpunct b_1 der Schubstange sich bei dieser Anordnung ungleichförmig bewegen muß. Dieser Mechanismus kann sonach nur dann zur Anwendung kommen, wenn die continuirlich kreisförmige Bewegung in eine stetige hin- und hergehende zu verwandeln und es sonst gleichgiltig ist, nach welchem Gesetze diese letztere erfolgt.

Wäre aber die Schubstange unendlich lang, so müßte sie während der Rotation der Kurbel stets parallel zur Richtung der geradlinigen Bewegung verbleiben, und es würde der geradlinig zu bewegende Endpunct b der Schubstange die Wege $a_0 d_1$, $d_1 d_2$, $d_2 c$, $c d_4$, $d_4 d_5$ und $d_5 a_6$ (Fig. 124) während der einander gleichen Wege $a_0 a_1$, $a_1 a_2 \ldots a_5 a_6$ des Kurbelzapfens im Kurbelkreise zurücklegen. Da nun dieser Punct der Schubstange in der nämlichen Zeit, in welcher der Kurbelzapfen irgend einen Bogen, z. B. den Bogen $a_0 a_2$ beschreibt, den Weg $a_0 d_2$ zurücklegt, und $a_0 d_2$ der Sinus versus des Winkels $a_0 c a_2$ für den Halbmesser = 1 ist, so ist es ersichtlich, daß in diesem Falle die Bewegung des Endpunctes b der Schubstange nach einem bestimmten Gesetze erfolgen wird. Man nennt eine solche Bewegung eine Sinus versus Bewegung.

Fig. 124.



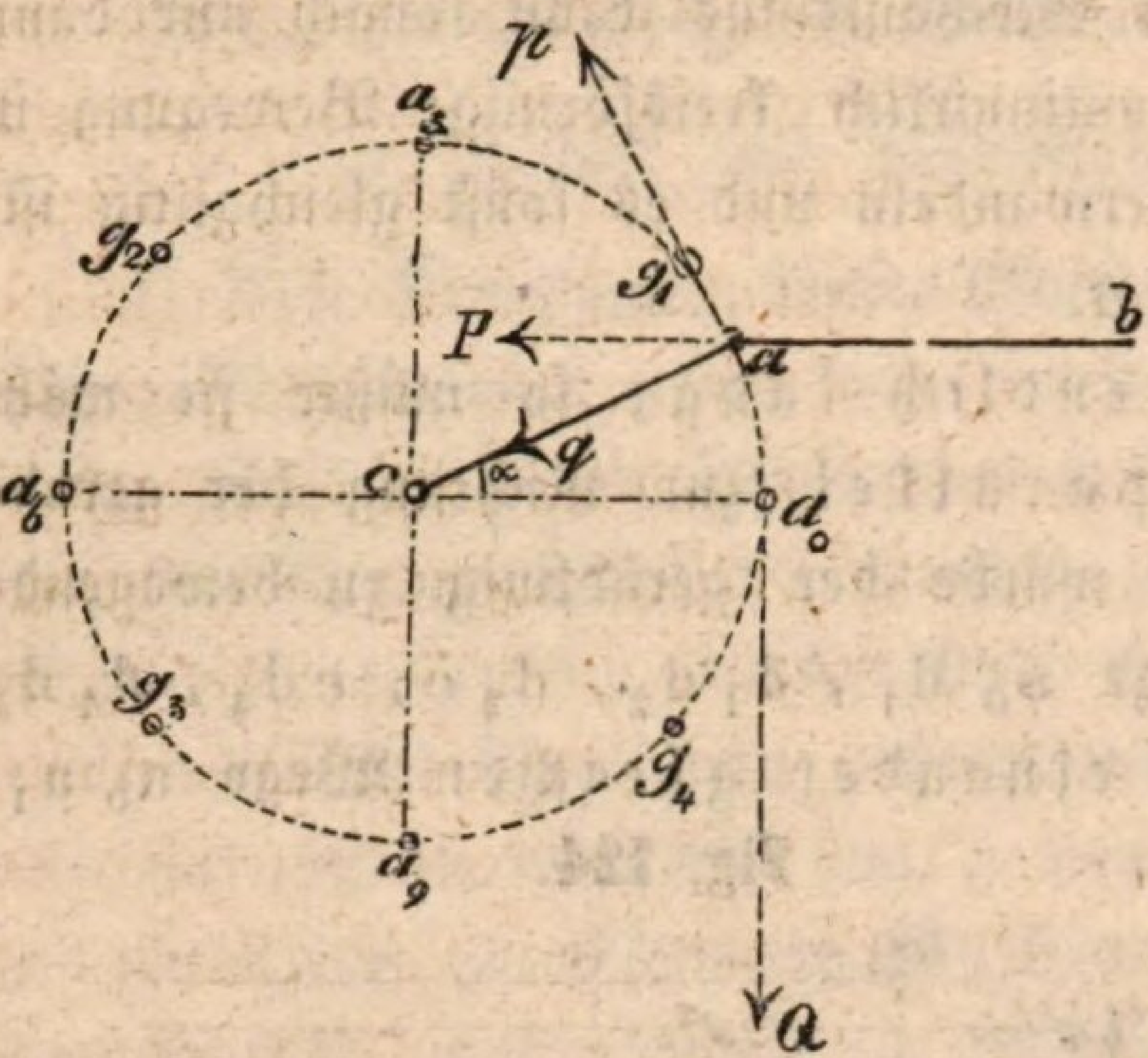
§. 160. Theorie der Kurbel.

Wirkt auf den Zapfen a der Kurbel a c (Fig. 125) eine Kraft vermittelst einer als unendlich lang gedachten Schubstange ab mit constanter Intensität ein, und befindet sich dabei die Kurbel beispielsweise in einer Stellung, welche durch den Winkel $a c a_0$ bestimmt ist, so ist es einleuchtend, daß nicht die ganze Kraft P, sondern nur ein Theil derselben zur Bewegung des Zapfens a im Kurbelkreise verwendet wird. Denn zerlegt man die Kraft P in zwei unter einem rechten Winkel gegen einander auf den Punkt a wirkende Seitenkräfte p und q, von denen die erstere nach der im Sinne der Bewegung verzeichneten Tangente an den Punkt a des Kurbelkreises, die letztere aber nach der Kurbelachse c gerichtet ist, so erhält der Kurbelzapfen seine Bewegung nur in Folge der Einwirkung der Tangentialkraft p, während die Seitenkraft q nur zur Vergrößerung der Zapfenreibung an der Kurbelachse beiträgt. Da aber, wenn der Winkel $a c a_0$ mit α bezeichnet wird,

$$p = P \sin\alpha \ldots (1$$

ist, diese Seitenkraft aber nur in einem unendlich kleinen Zeittheilchen als constant betrachtet werden kann, so folgt, daß sich für jede endliche Aenderung des Winkels α auch p ändern wird.

Fig. 125.



Für $\alpha = o$ ergibt sich auch $p = o$; befindet sich also die Kurbel a c in der Lage a_0 c, in welcher ihre Mittellinie mit der Schubstange in eine Gerade zusammenfällt, so wird keine, wenn auch noch so große in der Richtung der Schubstange wirkende Kraft im Stande sein, die Kurbel in eine drehende Bewegung zu versetzen. Für $\alpha = 90^0$ wird $p = P$, so daß demnach die in der Richtung der Schubstange wirkende Kraft mit ihrer ganzen Intensität auf Rotation der Kurbel wirken wird, wenn der Kurbelzapfen a in die Lage a_3 gelangt. Ferner gibt die obige Gleichung 1 für $\alpha = 180^0$ den Werth $p = o$; dieses findet Statt, wenn der Kurbelzapfen a sich in dem Puncte a_6 befindet und es wird wieder keine Kraft im Stande sein, die Kurbel in Rotation zu versetzen. Für $\alpha = 270^0$ wird, wegen $\sin \alpha = -1$, $p = -P$; befindet sich also der Kurbelzapfen in a_9, so wird die in der Richtung der Schubstange thätige Kraft wieder mit ihrer ganzen Intensität nach der Tangente an den Punkt a_9 des Kurbelkreises wirken, nur daß die Kraft in diesem Falle auf den Kurbelzapfen in einer der durch $\alpha = 90^0$ gegebenen Position desselben entgegengesetzten Weise (welches durch das negative Zeichen des Werthes von P ausgedrückt wird), d. h. ziehend wirken wird, während sie in der Lage a_3 des Kurbelzapfens auf denselben einen Schub von der Intensität P ausgeübt hat. Endlich ergibt sich für $\alpha = 360^0$, $p = o$, so daß für diesen Werth von α der dem Winkel $\alpha = o$ entsprechende Fall eintritt.

Aus dieser Darstellung ersieht man, daß die bewegende Kraft des Kurbelzapfens im ersten Quadranten von a_0 an, wo sie $= o$ ist, bis a_3, wo sie ihr Maximum $= P$ erreicht, wächst, daß sie ferner im zweiten Quadranten von a_3 angefangen bis a_6, wo sie wieder $= o$ wird, abnimmt; daß sie weiters im dritten Quadranten von a_6 bis a_9 zunimmt und hier zum zweiten Male den größtmöglichen Werth $= P$ erreicht; daß sie endlich im vierten Quadranten bis a_0 wieder abnimmt und in diesem Punkte, wie im Anfange der Bewegung, wieder den Werth $= o$ hat. Weil nun die bewegende Kraft in den Punkten a_0 und a_6 des Kurbelkreises gleich Null ist, also in diesen Lagen der Kurbel keine wenn auch noch so große in der Richtung der Schubstange wirkende Kraft

im Stande ist, dieselbe aus dem Zustande der Ruhe in den der Bewegung zu versetzen, so nennt man diese Punkte die **todten Punkte** der Kurbel.

§. 161. **Fortsetzung.** Weil aber die Tangentialkraft während einer Umdrehung der Kurbel variabel ist und zwar zweimal zu- und zweimal abnimmt, so ist es einleuchtend, daß die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens (abgesehen von der Schwungkraft der Massen) in verschiedenen Punkten auch verschieden sein und ebenfalls während einer Umdrehung der Kurbel zweimal wachsen und zweimal abnehmen wird, so daß demnach zweimal ein Maximum und zweimal ein Minimum derselben eintreten muß. Bezeichnet demnach P die Kraft, welche mit constanter Intensität in der Richtung der als sehr lang gedachten Schubstange wirkt, — in welchem Falle ihre Richtung während der Bewegung des Kurbelzapfens in dem Kurbelkreise stets zu sich selbst parallel bleibt —, l die Länge der Kurbel, und Q den auf den Umfang des Kurbelkreises reduzirten Widerstand, so ist die durch die Kraft P während eines Schubes entwickelte Wirkung = = 2 P l, und die Wirkung, welche zur Ueberwindung des Widerstandes Q während eines Schubes nothwendig ist = π Q l. Soll nun ein Beharrungszustand der Bewegung eintreten (§. 88), d. h. nach jeder Umdrehung der Kurbel die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens die nämliche sein, so muß (abgesehen von allen Hindernissen der Bewegung), die während der Bewegung des Kurbelzapfens im Kurbelhalbkreise von der Kraft P produzirte Wirkung der während derselben Zeit durch den Widerstand Q consumirten gleich sein, sonach die Gleichung

$$2 P l = \pi Q l$$

Statt finden, woraus sofort

$$\frac{Q}{P} = \frac{2}{\pi} \quad . \ . \ . \ (2$$

folgt.

Aus dieser Gleichung erhellet, daß stets $P > Q$ sein muß. Weil aber, wie oben erklärt wurde, die treibende Kraft $p = o$ ist, wenn sich der Kurbelzapfen in a_0 und $p = P$, wenn sich dieser in a_3 befindet, endlich wieder $p = o$ für den Punkt a_6 wird, die Tangentialkraft sonach im ersten Quadranten von o bis P wächst und ein zweiter von P bis o abnimmt, P aber stets größer als Q sein muß, so folgt, daß es sowohl im ersten als auch in dem zweiten Quadranten des Kurbelkreises eine Kurbelstellung geben muß, für welche die Tangentialkraft $p = Q$ wird. Bezeichnet man nun allgemein mit β die diesen Lagen entsprechenden Winkel $a_0 c g_1$ und $a_0 c g_2$, so muß für diese der Gleichung 1 gemäß, $p = P \sin\beta$, und wegen $p = Q$, auch $Q = P \sin\beta$, also

$$\frac{Q}{P} = \sin\beta \quad . \ . \ . \ (3$$

sein, wobei sonach β zwei Werthe, und zwar einen dem spitzigen Winkel $a_0 c g_1$ und einen dem stumpfen Winkel $a_0 c g_2$ entsprechenden hat. Während der Bewegung in der zweiten Hälfte des Kurbelkreises treten ganz analoge Verhältniße ein.

Da dem eben Gesagten gemäß während der Bewegung des Kurbelzapfens im Kurbelkreise von a_0 angefangen bis g_1 der Widerstand Q die treibende Kraft p überwiegt, und in diesem letzteren Puncte beide ins Gleichgewicht treten, ferner von g_1 bis g_2 die treibende Kraft, welche in a_3 ihr Maximum erreicht, überwiegend wirkt und in g_2 Kraft und Widerstand zum zweiten Male ins Gleichgewicht kommen, endlich das nämliche in dem dritten und vierten Quadranten des Kurbelkreises Statt findet, so ist es leicht zu begreifen, daß in g_1 das Minimum, in g_2 aber das Maximum, in g_3 wieder das Minimum und in g_4 wiederholt das Maximum der Geschwindigkeit des Kurbelzapfens eintreten muß. Verbindet man daher zum Behufe der Bestimmung dieser Kurbelstellungen die Relationen 2 und 3 mit einander, so erhält man

$$\sin \beta = \frac{2}{\pi} = 0{\cdot}6366198,$$

$$\text{und } \beta = 39^0\, 32'\, 25'' \;.\;.\;.\; (4.$$

Bezeichnet man nun mit β_1, β_2, β_3 und β_4 die den Stellungen g_1, g_2, g_3 und g_4 des Kurbelzapfens entsprechenden Winkel von a_0 an gemessen, so hat man dem Obigen gemäß

$$\left.\begin{aligned} \beta_1 &= \beta &&= 39^0\, 32'\, 25'', \\ \beta_2 &= 180^0 - \beta_1 &&= 140^0\, 27'\, 35'', \\ \beta_3 &= 180 + \beta_1 &&= 219^0\, 32'\, 25'', \\ \text{und endlich } \beta_4 &= 360 - \beta_1 &&= 320^0\, 27'\, 35'' \end{aligned}\right\} \;.\;.\;.\; (5$$

§. 162. **Fortsetzung.** Ist n die Anzahl der Hübe, welche der geradlinig geführte Maschinentheil in einer Minute macht und v seine Geschwindigkeit, c die mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens und l die Länge der Kurbel, so ist 2 n l der Weg, welchen der genannte Maschinentheil in einer Minute zurücklegt, folglich $\frac{2\,n\,l}{60} = v$ seine Geschwindigkeit, und da die Kurbel während eines jeden Hubes des geradlinig geführten Maschinentheiles eine halbe Umdrehung macht, so ist ferner π n l der Weg, welchen der Kurbelzapfen in jeder Minute in dem Kurbelkreise zurücklegt, daher $\frac{\pi\, n\, l}{60} = c$ die mittlere Geschwindigkeit desselben. Diesemnach findet zwischen diesen beiden Geschwindigkeiten die Beziehung $\frac{c}{v} = \frac{\pi}{2}$ Statt, woraus sich sofort

$$c = \frac{\pi}{2}\, v \;.\;.\;.\; (6$$

ergibt. Da ferner die auf den Kurbelzapfen einwirkende Umdrehungskraft p (Tangentialkraft), welche für den Beharrungszustand der Bewegung, dem oben Gesagten gemäß, stets = Q sein muß, und die **mittlere Kraft** genannt wird, durch

$$p = \frac{2}{\pi}\, P \;.\;.\;.\; (7$$

gemessen wird, so ist der Effect derselben $E = pc$, oder mit Berücksichtigung der Gleichungen 6 und 7

$$E = Pv \ldots (8,$$

woraus erhellet, daß der Effect, welchen die Kurbel empfängt, gerade so groß ist, als derjenige, welcher von dem geradlinig geführten Maschinentheile an die Schubstange abgegeben wird. Man kann sonach aussprechen, daß bei diesem Mechanismus durch die Wirkungsweise der Kraft kein Verlust an Effect Statt findet, wenn man von dem durch die Nebenhindernisse verursachten Effectverluste abstrahirt.

Anmerkung 1. Aus den obigen Betrachtungen ergibt es sich, daß ein solcher Mechanismus vollkommen hinreicht, wenn die Schubstange durch die Kurbel bewegt, d. h. die rotirende Bewegung der Kurbelachse in eine geradlinig hin und hergehende verwandelt werden soll, daß aber, wenn die Kurbel durch die Schubstange getrieben werden soll, zum Behufe der Ausgleichung der Ungleichförmigkeiten der Bewegung der Kurbelachse eine Schwungmasse mit dieser in Verbindung gebracht werden muß.

Anmerkung 2. Da die Schubstange stets nur eine endlich große Länge haben kann, so sind ihre Stellungen für die auf einander folgenden Lagen des Kurbelzapfens im Kurbelkreise in der Wirklichkeit nicht zu einander parallel, wie dieses in dem Vorhergehenden angenommen wurde. Weil aber diese Abweichungen der Schubstange von der parallelen Lage auf das zur Ueberwindung des Nutzwiderstandes erforderliche Kraftmoment keinen Einfluß äußern, und nur die Reibungswiderstände und die Unregelmäßigkeit der Bewegung etwas vergrößern, deren Betrag jedoch um so mehr abnimmt, je mehr die Länge der Schubstange zunimmt, so kann man sie, wenn nur die Länge der Schubstange das 5 bis 7fache der Kurbellänge beträgt, ohne Anstand unberücksichtiget lassen.

Anmerkung 3. In den vorhergehenden Betrachtungen wurde der Widerstand Q stets als eine bloße Kraft ohne Verbindung mit Massen angesehen. Dieses ist jedoch in der Wirklichkeit nicht der Fall, da mindestens die Massen der Schubstange, der Kurbel, und des geradlinig hin und her zu bewegenden Maschinentheiles bei der Bewegung dieses Mechanismus zu berücksichtigen kommen. Weil aber diese Massen einestheils nicht beträchtlich, sonach auch die in Folge ihrer Einwirkung hervorgerufenen Unregelmäßigkeiten der Bewegung nur unbedeutend sind, anderentheils ihre Bewegung mit der Geschwindigkeit $= 0$ beginnt, hierauf allmälig bis zur Maximalgeschwindigkeit steigt und von nun an wieder allmälig bis zur Geschwindigkeit $= 0$ abnimmt, so wird die ihnen innerhalb der ersten Hälfte des Weges mitgetheilte lebendige Kraft im Verlaufe der zweiten Hälfte an den Kurbelzapfen zurückerstattet. Diese Massen verursachen demnach keinen Effectverlust, bewirken aber, daß die Bewegung noch ungleichförmiger wird, als ohne dieselben, weil sie durch die Rückerstattung der lebendigen Kraft an den Kurbelzapfen die regelmäßige Einwirkung der treibenden Kraft stören. Auch das Gewicht dieser Massen verursacht keinen Effectverlust, selbst wenn sie in verticaler Richtung auf und ab bewegt werden, weil dasselbe, wenn es auch während der einen Hälfte der Um-

drehung der treibenden Kraft entgegen wirkt, während der zweiten Hälfte in eben dem Maße die treibende Kraft in ihrer Wirkung unterstützt, und sonach keine Veränderung in ihrer Arbeit hervorbringt. Daraus ist zu ersehen, daß bei der Uebertragung der Bewegung vermittelst eines solchen Mechanismus nur ein durch die Reibungswiderstände verursachter Effectverlust Statt findet.

§. 163. Beschreibung zweier Geradführungen. Zur Umwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine geradlinig hin und hergehende und umgekehrt vermittelst des oben angegebenen Mechanismus muß immer eine **Geradführung** angewendet werden. Die vorzüglichsten Geradführungen zu diesem Behufe sind die durch **Frictionsrollen** und durch **Schlittenstücke.**

Fig. 126.

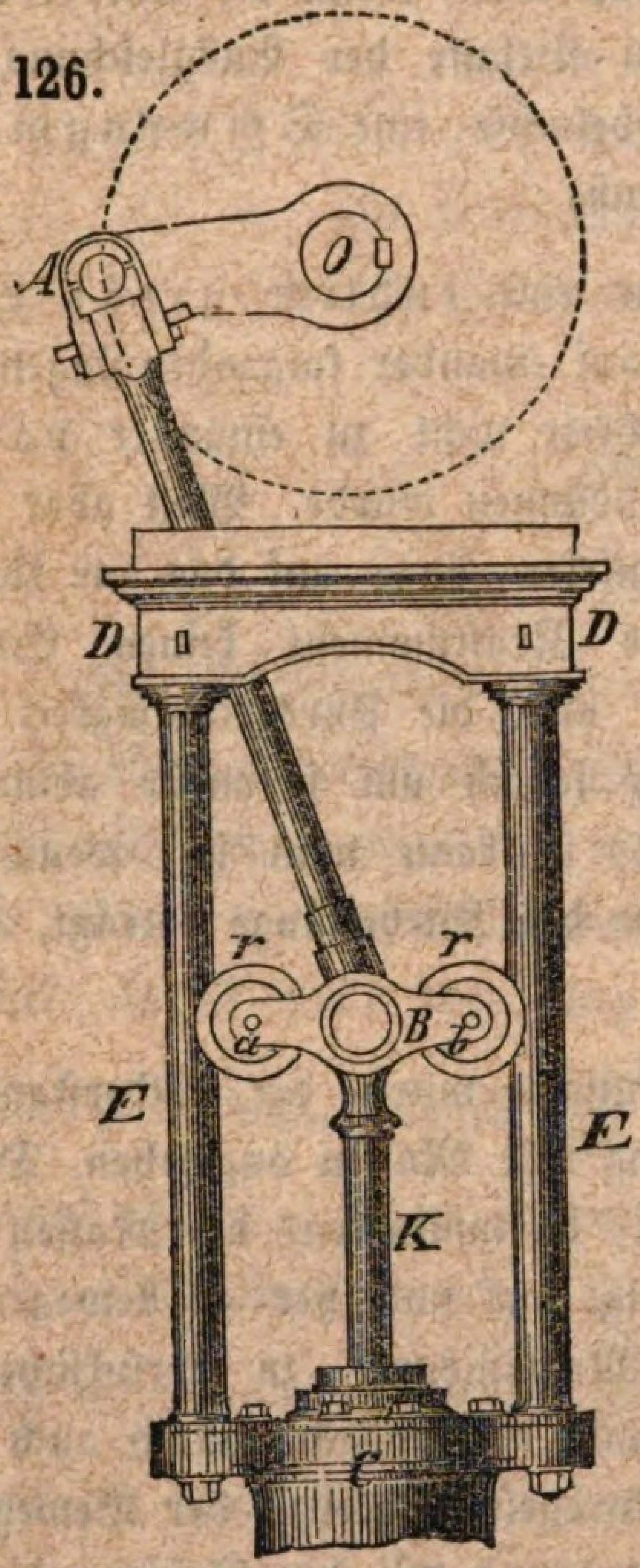


Fig. 126 zeigt eine Führung der ersteren Art. **A O** ist die an der Achse **O** aufgekeilte und mit dieser rotirende Kurbel, welche durch eine an dem Kurbelzapfen eingehängte Kurbelstange **A B** mit der Kolbenstange **K** vermittelst eines durch den Querkopf **a b** derselben durchgesteckten Bolzens verbunden ist. Der Querkopf **a b** ist an seinen Enden mit zwei an ihren Umfängen mit halbcylindrischen Aushöhlungen versehenen Frictionsrollen **r r** armirt, welche von einem aus zwei cylindrischen, oben durch ein Querstück **DD** verbundenen und an dem Cylinder **C** der Maschine befestigten Leitstangen **EE** gebildeten Leitungsrahmen umschlossen sind, so daß sie bei der auf und abgehenden Bewegung der Kolbenstange auf den Leitstangen **EE** rollen, und daher den Kolbenstangenkopf nach der Richtung der Hublinie führen. — Diese Geradführung wird vorzugsweise bei den Hochdruckdampfmaschinen angewendet.

Fig. 127.

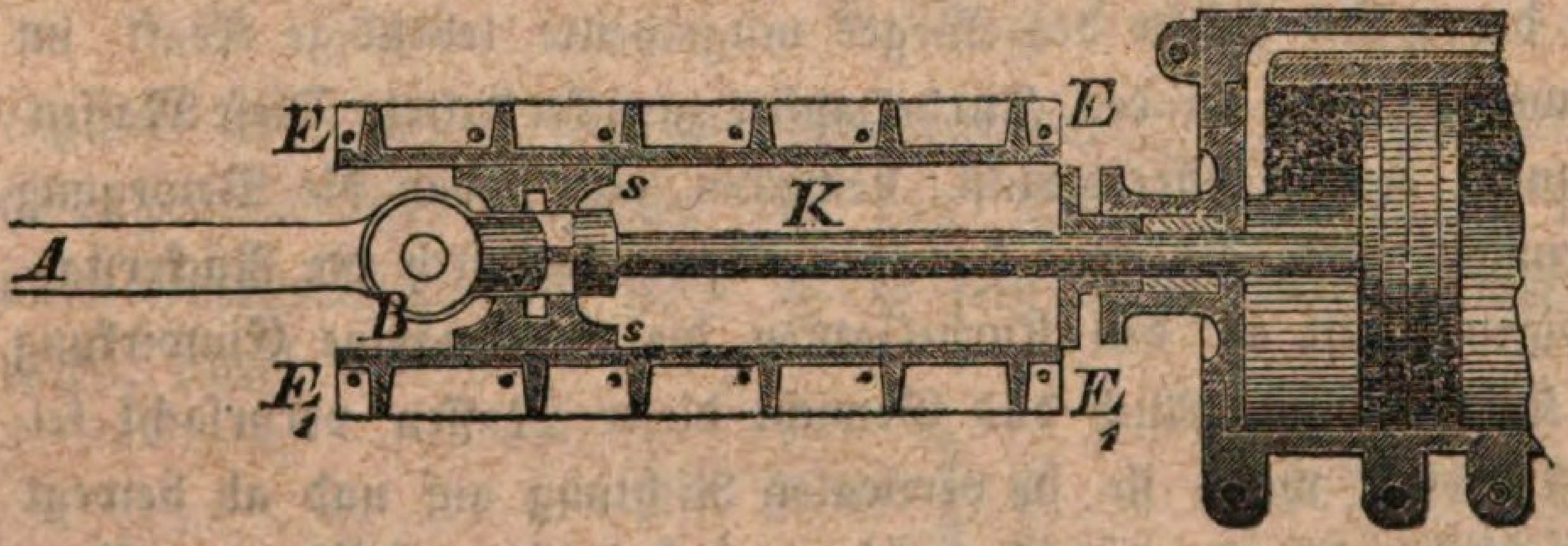


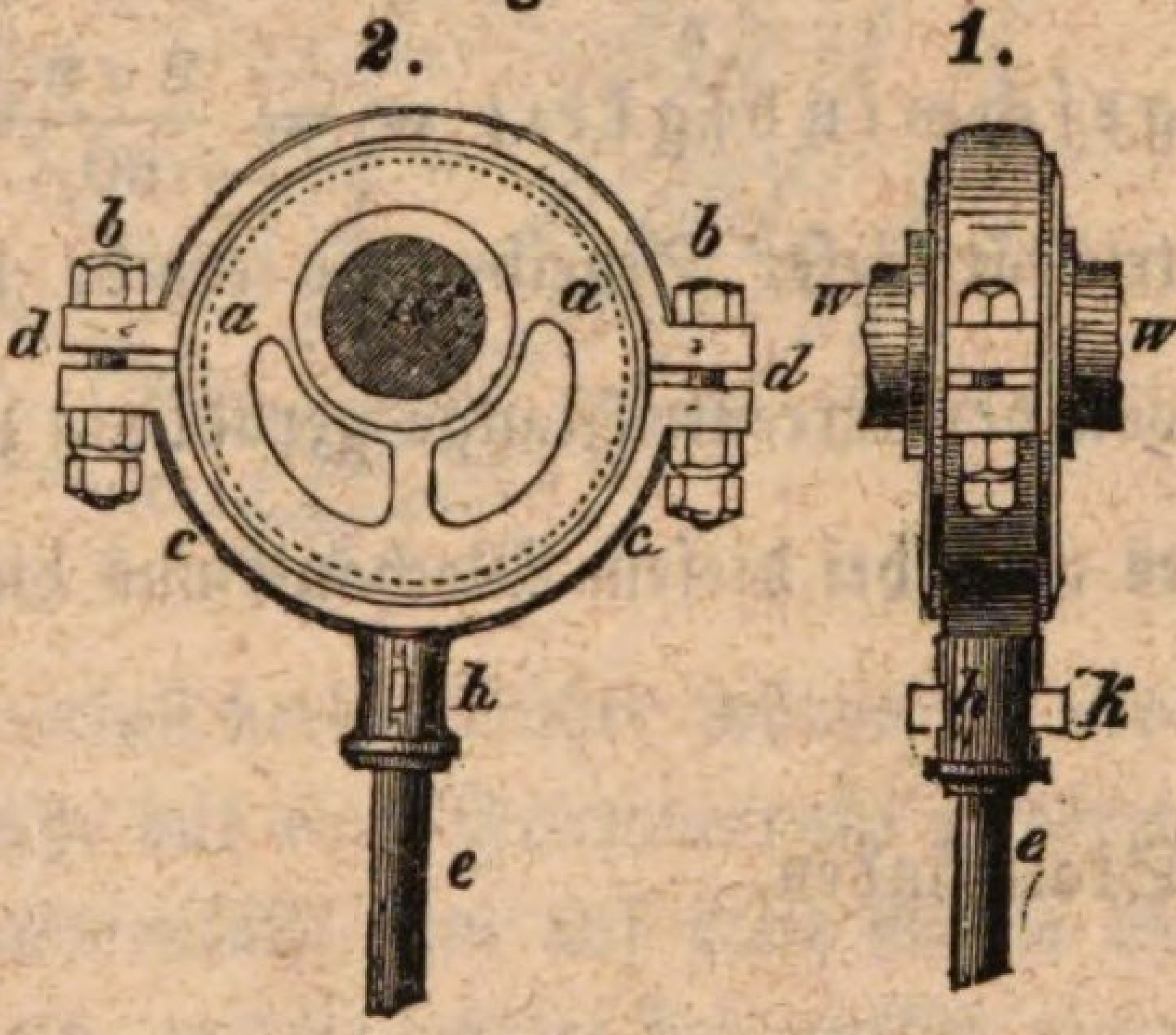
Fig. 127 stellt aber eine Führung mit einem Schlittenstücke vor. **AB** ist das Ende einer Kurbelstange, welche mit dem mit einem Schlittenstücke **ss** versehenen

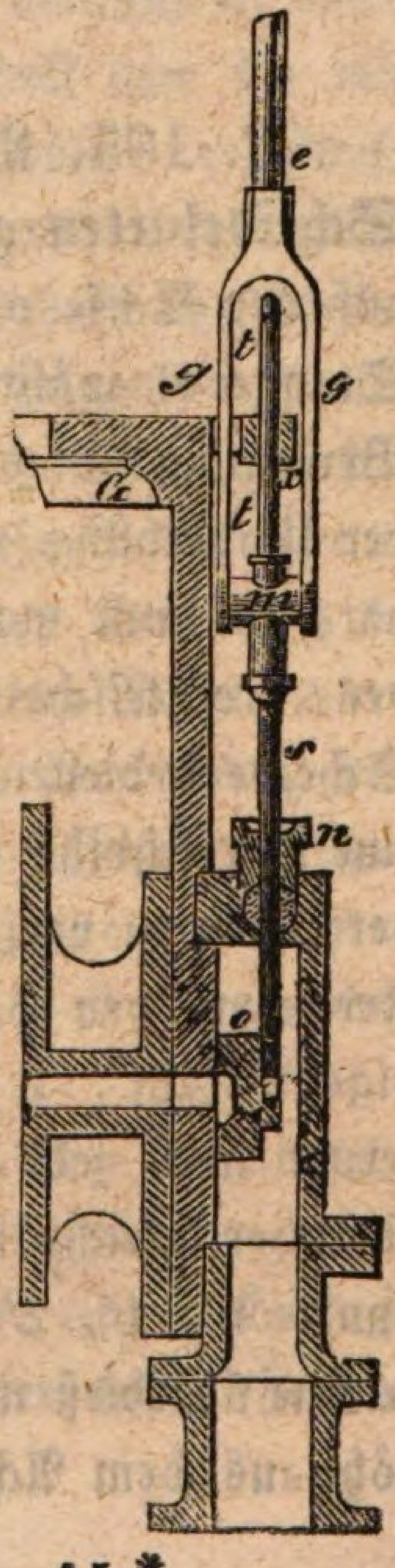
Kopfe der geradlinig zu führenden Kolbenstange **K** vermittelst eines Bolzens gelenkartig verbunden ist. Das Schlittenstück ist von zwei mit dem Maschinengerüste fest verbundenen Leitbahnen **EE** und $E_1 E_1$ umschlossen, so daß dasselbe während der Bewegung längs dieser hin und hergleitet und auf diese Weise die geradlinige Führung der Kolbenstange nach der Richtung der Hublinie vermittelt. — Diese Geradführung findet vorzugsweise bei den Locomotiven ihre Anwendung.

b. Excentrische Scheiben.

§. 164. **Beschreibung einer excentrischen Scheibe mit Geradführung durch eine kalibrirte Stange. Bewegungsverhältniß.** Wenn die continuirlich rotirende Bewegung einer Welle in eine geradlinig hin und hergehende verwandelt und dabei ein nicht bedeutender Widerstand überwunden werden soll, so bedient man sich einer auf dieser Welle excentrisch befestigten kreisförmigen Scheibe, die **excentrische Scheibe** oder auch das **Excentrik** genannt, welche mit dem geradlinig hin und her zu führenden Theile auf geeignete Weise verbunden ist. Einen Mechanismus dieser Art zeigt **Fig. 128, 1** und **2** in einer Seiten- und einer vorderen Ansicht des Excentriks. **a a** ist die durchbrochen aus Gußeisen hergestellte excentrische, auf der Welle **w** befestigte, und an ihrem kreisförmigen Umfange mit einer vertieften Spur versehene Scheibe, welche mit einem metallenen aus zwei durch Schrauben **d d** mit einander verbundenen und in der vertieften Spur die Scheibe umschließenden Theilen **b b** und **c c** bestehenden Ringe, dem Excentrikringe, umgeben ist. Mit diesem steht eine Schubstange **e e**, Excentrikstange genannt, in Verbindung, indem sie an ihrem oberen Ende in der Hülse **h** der unteren Ringhälfte **c c** vermittelst eines Keiles **k** befestiget, an ihrem unteren gabelförmig gestalteten Ende **g g** aber den Kopf **m** der geradlinig zu führenden Stange **s** umschließt und mit demselben vermittelst eines durchgesteckten Bolzens charnierartig verbunden ist. Die Stange **s** geht bei **n** durch eine Stopfbüchse und trägt an ihrem unteren Ende **o** den geradlinig hin und her zu bewegenden Maschinentheil, welcher hier beispielsweise der Expansionsschieber einer Dampfmaschine ist. Um nun die Stange **so** geradlinig zu führen, ist die bereits aus

Fig. 128.





§. 156 bekannte Geradführung durch eine kalibrirte Stange tt angewendet, welche durch eine am Gestelle G der Dampfmaschine angebrachte Leitungsbüchse x geht.

Was die Bewegungsverhältnisse der excentrischen Scheibe anbelangt, so sind diese denen der Kurbel analog. Die Excentrikstange wird mit einer unendlich kleinen Geschwindigkeit zu steigen anfangen, sonach der Anhub ohne Stoß erfolgen, und nach einer halben Umdrehung des Excentriks mit einer unendlich kleinen Geschwindigkeit zu steigen aufhören. Dasselbe findet während des Niederganges der Excentrikstange Statt. Auch ist es leicht einzusehen, daß die Stange in der Hälfte der Hubhöhe, welche dem doppelten Abstande des Mittelpunktes der excentrischen Scheibe von der geometrischen Achse der Welle, d. i. der doppelten Excentricität gleich ist, sowohl bei ihrem Auf-, als auch bei dem Niedergange das Maximum der Geschwindigkeit erreicht.

Macht das Excentrik n Umdrehungen in der Minute, so ist seine Winkelgeschwindigkeit $w = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$. Ist ferner e die Größe der Excentricität dieser Scheibe, so ergibt sich die mittlere Geschwindigkeit des von der Excentrikstange geradlinig zu führenden Theiles $v = \frac{4ne}{60} = \frac{ne}{15}$, und es muß bei diesem Mechanismus die Beziehung

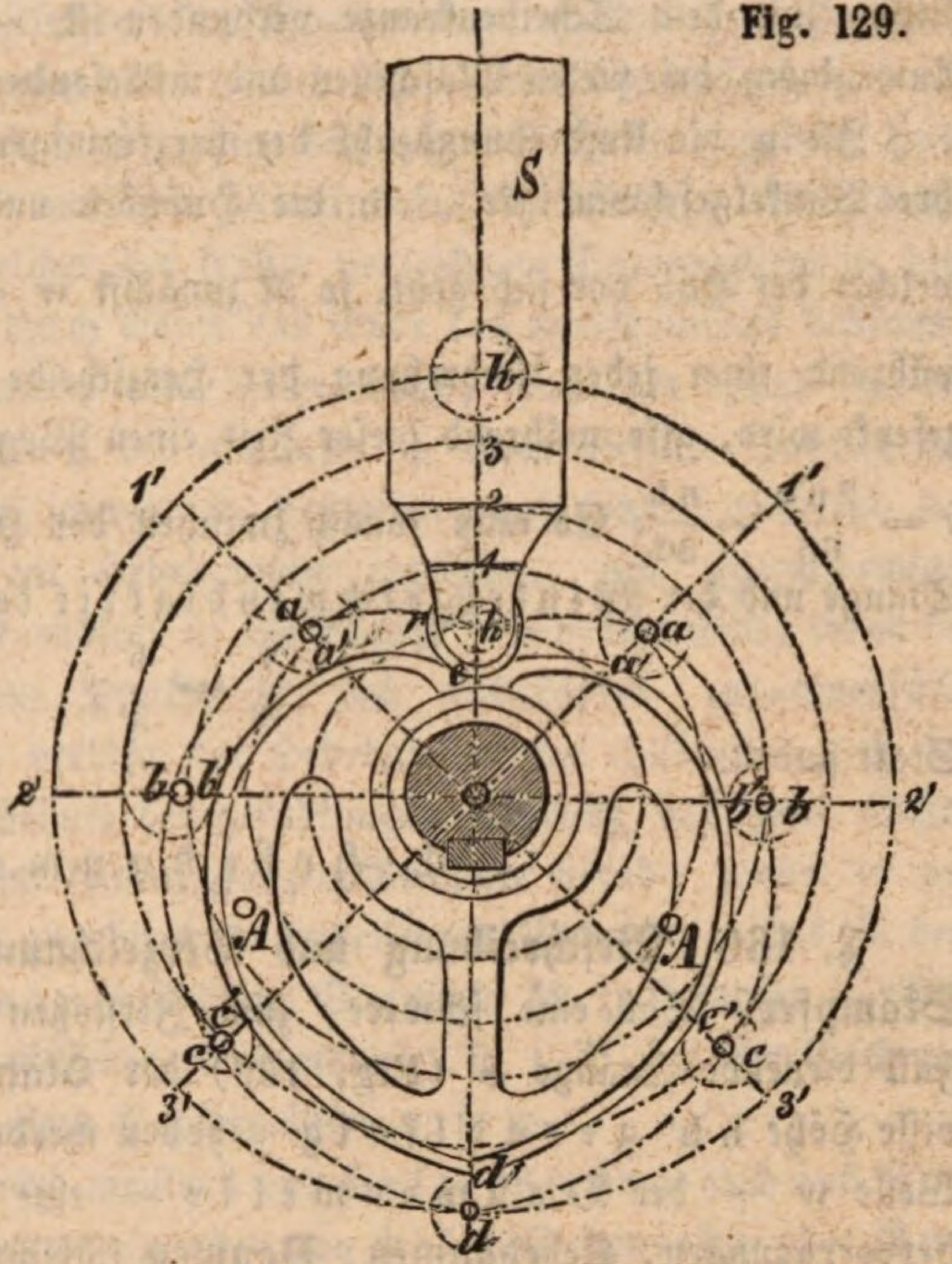
$$\frac{v}{w} = \frac{2e}{\pi}$$

Statt finden.

c. Herzförmige Scheiben.

§. 165. Verzeichnung einer herzförmigen Scheibe mit einer durch Scheidelatten gerad zu führenden Stange. Bewegungsverhältniß. Soll auf der Achse o (Fig. 129) eine Scheibe angebracht werden, welche eine Stange S während einer halben Umdrehung der Achse mit gleichförmiger Bewegung auf die Höhe h h′ zu heben und eben so während der zweiten Hälfte der Umdrehung unter derselben Voraussetzung um dieselbe Höhe herabzulassen hat, so kann man nicht mehr die in dem vorhergehenden Paragraphe beschriebene excentrische Scheibe anwenden, sondern muß sich einer eigens geformten Scheibe bedienen, welche man nach ihrer Gestalt eine **herzförmige Scheibe** oder eine **Herzscheibe** nennt. Um eine solche Scheibe zu verzeichnen, hat man folgendermaßen zu verfahren: Man beschreibe aus dem Mittelpunkte o der Achse zwei Kreise mit den Halbmessern o h und o h′, theile die Hubhöhe h h′ in eine beliebige Anzahl, z. B. in 4 gleich große Theile h 1, 1 2, 2 3 und 3 h′, theile ferner noch jede Hälfte des durch h′ verzeichneten Kreises in eben so viele und einander gleiche Theile h′ 1′, 1′ 2′, 2′ 3′ und 3′ d, ziehe durch die Theilungspunkte h′, 1′, 2′, 3′ und d auf beiden Seiten die zugehörigen Radien und verzeichne überdieß noch durch die Theilungspunkte 1, 2 und 3 der gegebenen Hubhöhe aus dem Achsenmittelpunkte o concentrische Kreise, welche von den früher

Fig. 129.



gezogenen Radien auf beiden Seiten der Achse der Ordnung nach in den Punkten h, a, b, c und d geschnitten werden. Verbindet man nun diese derart erhaltenen Punkte durch eine stetige krumme Linie, so erhält man die Grundcurve habcd (als ein Stück einer archimedischen Spirale oder einer sogenannten Spinnlinie — Neoide —) der zu verzeichnenden Herzscheibe.

Da aber, wenn der Fuß der Stange S auf der Umfangsfläche einer durch diese Grundcurve begränzten Scheibe schleifen würde, in Folge der gleitenden Reibung einerseits eine Abnützung der Scheibe und andererseits ein Effectverlust herbeigeführt würde, so versieht man die zu hebende Stange an ihrem Fuße mit einer Frictionsrolle r, deren Achse mit dem geometrischen Punkte h zusammenfällt, um auf diese Weise die gleitende Reibung in eine rollende zu verwandeln, welche letztere bekanntlich einen bedeutend geringeren Widerstand als die erstere verursacht. Soll nun die mit einer Rolle armirte Stange S dieselbe Bewegung machen, wie früher der Punkt h, so muß man eine zu der Grundcurve äquidistante Curve verzeichnen, welche den Umfang der Frictionsrolle berührt. Zu diesem Behufe beschreibe man mit dem Halbmesser he der Rolle r aus den auf einander folgenden Punkten der Grundcurve Kreisbögen und verzeichne beiderseits der Achse eine die Rolle und sämmtliche Bögen berührende Curve e a' b' c' d'; diese ist die eigentliche Umfangscurve der zu verzeichnenden herzförmigen Scheibe AA, welche bei der mit stets gleicher Winkelgeschwindigkeit erfolgenden Rotation der Achse eine gleichförmige und geradlinig hin- und hergehende Bewegung der Stange hervorbringen wird. — Damit die Stange S in der Hublinie geführt werde, kann man dieselbe in zwei Punkten, von welchen der eine unten, der andere aber oben anzunehmen ist, zwischen je zwei Latten, den Scheiden oder Scheidelatten gehen lassen.

Bezüglich der Construction ist zu bemerken, daß die excentrische Scheibe je nach ihrer Größe voll oder durchbrochen ausgeführt werden kann; daß sie ferner zum Behufe der Befestigung auf der Achse eine Nabe besitzen muß, welche vermittelst eines Armes und einer sich an dieser anschließenden

Rippe mit dem Scheibenkranze verbunden ist. — Die Herzscheibe findet ihre Anwendung bei vielen Maschinen und insbesondere bei den Spinnmaschinen.

Ist n die Umdrehungszahl der herzförmigen Scheibe in der Minute, w ihre Winkelgeschwindigkeit, h die Hubhöhe und v die Geschwindigkeit, mit welcher der Hub vor sich geht, so ist zunächst $w = \frac{\pi n}{30}$, und da die Stange während einer jeden Umdrehung der Herzscheibe um die Höhe h gehoben und gesenkt wird, also während dieser Zeit einen Weg 2h zurücklegt, so ist ferner $v = \frac{2nh}{60} = \frac{nh}{30}$. Es muß sonach zwischen der Hubgeschwindigkeit der Stange und der Winkelgeschwindigkeit der Herzscheibe die Relation

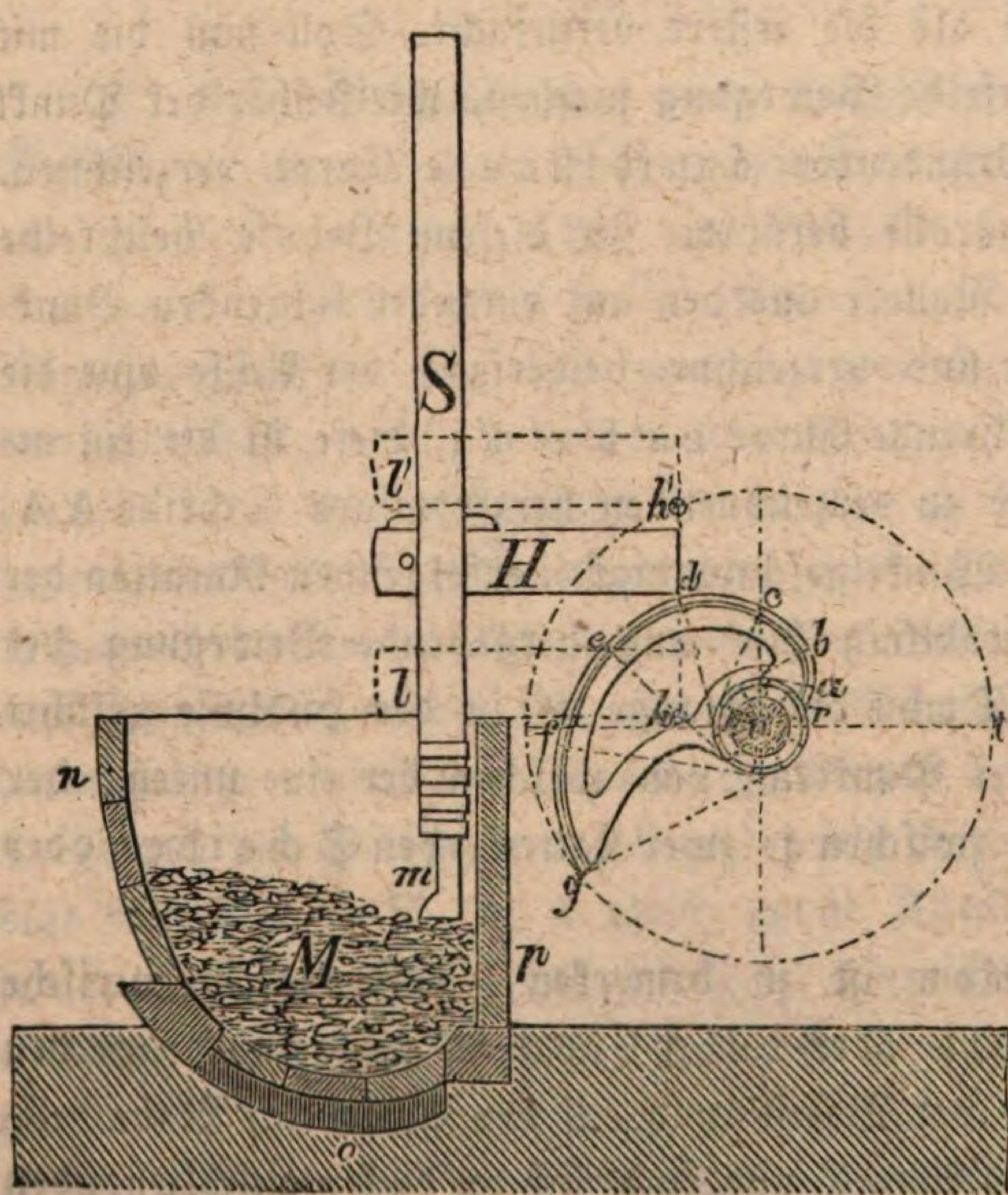
$$\frac{v}{w} = \frac{h}{\pi}$$

Statt finden.

d. Hebedaumen.

§. 166. Beschreibung und Verzeichnung eines Hebedaumens für Stämpfer. Soll eine schwere, zum Zerstoßen von Materialien durch freien Fall dienende Stange S (Fig. 130) der **Stämpfer** genannt, auf eine gewisse Höhe hh′ geradlinig gehoben werden, so bringt man an einer Welle w — der Daumenwelle — eine oder mehrere eigens geformte Hervorragungen, **Hebedaumen**, **Daumen** schlechthin oder **Hebeköpfe** genannt, an, welche die Stange S vermittelst einer an ihr unter einem rechten Winkel angebrachten Latte H, — der Hublatte, — ergreifen und auf die erforderliche Höhe heben, hierauf aber dieselbe der freien Einwirkung der Schwerkraft überlassen. Ist die Hublinie hh′ senkrecht, und soll der Stämpfer mit gleichförmiger Geschwindigkeit gehoben werden, so hat man den Daumen nach einer Kreisevolvente zu formen, demnach den Umfang des Evolutenkreises wr mit Hülfe einer Reihenfolge von Tangenten abzuwickeln, wodurch man die Evolvente a b c d... erhält. Das Stück ar gehört nicht zu der Daumencurve und dient nur zu ihrem Anschluße an die Nabe, weil sich die äußerste Kante h der Hublatte in ihrer tiefsten Lage hl in einem solchen Abstande von der Welle befindet,

Fig. 130.



daß die Berührung zwischen dieser und der Daumencurve erst mit dem Punkte a beginnt. Um nun die Verzeichnung eines solchen Hebedaumens zu vollenden, trage man auf einer durch den Punkt h gezogenen senkrechten Linie die gegebene Hubhöhe h h' auf, und beschreibe aus dem Mittelpunkte der Welle w einen durch h' gehenden Kreis h' g t, welcher die früher verzeichnete Daumencurve in dem Punkte g durchschneidet, und durch diesen das Ende des Hebedaumens bestimmt.

Hat nun der Hebedaumen eine solche Lage, daß der Punkt a der Daumencurve mit dem Punkte h der Hublatte in ihrer tiefsten Position h l zusammenfällt, so ist es nicht schwer zu begreifen, daß letztere während der Rotation der Welle von dem Hebedaumen ergriffen, mit gleichförmiger Geschwindigkeit gehoben und endlich in die Lage h' l' gebracht wird, wenn der Punkt g desselben mit dem Punkte h' des Hebekopfes zusammenfällt. Von diesem Augenblicke an verläßt der Hebedaumen die Hublatte und der Stämpfer S, welcher zum Behufe der geradlinigen Führung von zwei Scheidelatten umgeben ist, fällt mit seinem ganzen Gewichte herab, wobei er mit dem an seinem unteren Ende angebrachten gußeisernen Schuhe m das in dem hölzernen Stampftroge nop befindliche Materiale M zerstampft. — Dieser Mechanismus findet eine vielseitige Anwendung, so z. B. bei Erz-Pochwerken, bei Pulvermühlen, bei alten Papiermühlen u. s. w.

Die Daumenwelle wird meistens aus Holz, manchmal auch aus Gußeisen angefertiget. Die Daumen werden von Holz, Schmiede- oder Gußeisen ausgeführt. Hölzerne und schmiedeiserne Daumen erhalten Stiele, vermittelst deren sie in entsprechende Stiellöcher einer hölzernen Welle oder einer gußeisernen Muffe, welche auf der Welle befestiget wird, eingesetzt und in diesen verkeilt werden. Gußeiserne Daumen werden gewöhnlich mit einem zur Befestigung auf der Welle dienenden Ringe, dem sogenannten Daumenringe in einem Stücke gegossen.

§. 167. Beziehung zwischen der Hubgeschwindigkeit des Stämpfers und der Winkelgeschwindigkeit der Daumenwelle. Halbmesser des Evolutenkreises. Bezeichnet man mit n die Umdrehungszahl der Daumenwelle in jeder Minute, mit z die Zahl der auf dem Umfange der Daumenwelle angebrachten Daumen, welche auf einen Stämpfer einwirken, und mit m die Zahl der Hübe desselben in jeder Minute, so muß $nz = m$ sein, woraus

$$z = \frac{m}{n} \ldots (1$$

folgt. Weil aber z stets eine ganze Zahl sein muß, so hat man die Größen m und n diesem gemäß anzuordnen.

Da ferner $\frac{60}{n}$ die Anzahl Secunden gibt, während welcher die Daumenwelle jede Umdrehung vollendet, so ist die von einem Angriffe des Stämpfers bis zum nächstfolgenden verfließende Zeit

$$t = \frac{60}{nz} \ldots (2,$$

welche stets aus der Hubzeit des Stämpfers t', der Fallzeit t'' desselben, und einer kleinen Ruhezeit t''', die erforderlich ist, damit derselbe wegen der Trägheit seiner Masse oder wegen einer Unregelmäßigkeit im Falle mit der Hublatte nicht auf den folgenden Daumen auffalle, besteht. Der Erfahrung zu Folge kann man aber die Ruhezeit zu $\frac{1}{10}t$ annehmen, so daß demnach $t = t' + t'' + \frac{1}{10}t$ gesetzt werden kann, woraus $t' + t'' = 0{\cdot}9\,t$, oder wenn man für t den Werth aus 2 setzt,

$$t' + t'' = \frac{54}{nz} \dots (3$$

folgt. Bezeichnet nun h die Hubhöhe des Stämpfers in Fußen, so ist nach der Lehre von dem freien Falle der Körper die Fallzeit des Stämpfers $t'' = \sqrt{\frac{2h}{g}}$, womit sich aus der Gleichung 3 die Hubzeit

$$t' = \frac{54}{nz} - \sqrt{\frac{2h}{g}} \dots (4$$

ergibt.

Ist ferner v die Geschwindigkeit, mit welcher der Hub des Stämpfers vor sich geht, so findet man wegen $\frac{h}{t'} = v$ mit Berücksichtigung der Gleichung 4:

$$v = \frac{h}{\frac{54}{nz} - \sqrt{\frac{2h}{g}}} = \frac{nzh}{54 - nz\sqrt{\frac{2h}{g}}},$$ oder, wegen 1, auch

$$v = \frac{nzh}{54 - nz\sqrt{\frac{2h}{g}}} \dots (5,$$

und da die Winkelgeschwindigkeit der gleichförmig rotirenden Daumenwelle

$$w = \frac{\pi n}{30} \dots (6$$

ist, so ergibt sich zwischen der Hubgeschwindigkeit des Stämpfers und der Winkelgeschwindigkeit der Welle die Beziehung

$$\frac{v}{w} = \frac{30zh}{\pi\left(54 - nz\sqrt{\frac{2h}{g}}\right)} \dots (7.$$

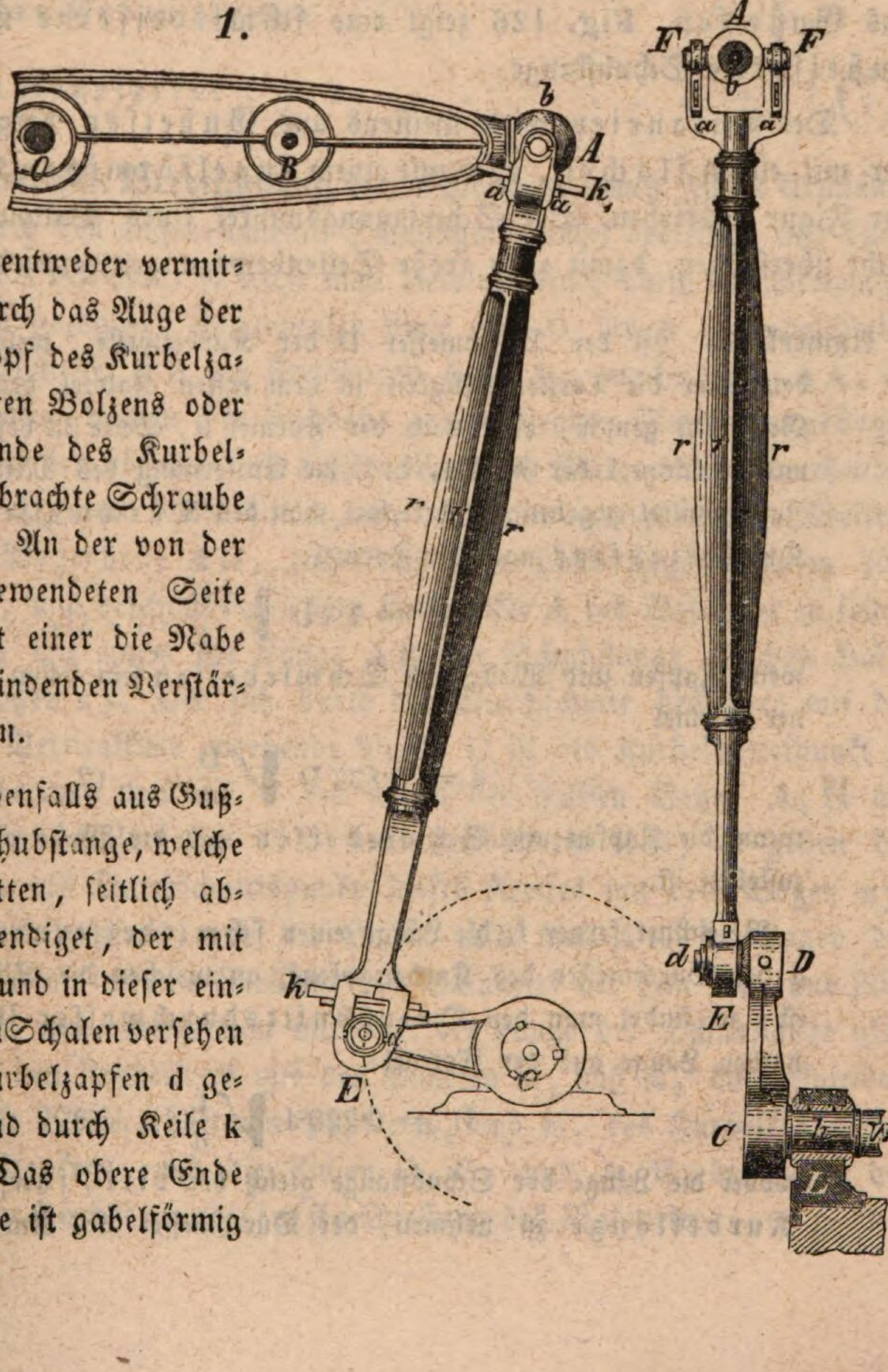
Bezeichnet ferner r den Halbmesser des Evolutenkreises der Daumencurve, so ist die Umfangsgeschwindigkeit desselben $= wr$, und da diese der Hubgeschwindigkeit gleich sein muß, so hat man $wr = v$, woraus $r = \frac{v}{w}$ folgt. Es wird daher der kleinste Werth des Halbmessers des Evolutenkreises durch den nämlichen Ausdruck (7) gemessen, welcher für die Beziehung der Geschwindigkeit des Stämpfers und der Welle abgeleitet wurde.

2. Mechanismen zur Verwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine kreisförmig hin- und hergehende.

a. Kurbel und Balancier in Verbindung mittelst einer Schubstange.

§. 168. Beschreibung eines solchen Mechanismus. Bringt man eine auf einer Welle aufgekeilte Kurbel vermittelst einer Schubstange mit einem Balancier in Verbindung, so erhält man einen Bewegungsmechanismus, bei welchem die continuirlich rotirende Bewegung der Kurbelwelle in eine oscillirende des Balancier verwandelt wird. **Fig. 131**, **1** und **2** stellt einen solchen Mechanismus in zwei Ansichten vor. **C D** ist die aus Gußeisen angefertigte Kurbel, welche bei **C** mit einer dem Wellenende **W** der Form und den Dimensionen nach entsprechenden Durchbohrung versehen ist, und daselbst die Nabe bildet, vermittelst welcher sie an dem bei **h** im Lager **L** gestützten Wellenende mit drei viereckigen Keilen bestiget ist. Bei **D** ist die Kurbel ebenfalls durchbohrt und bildet so das Auge, welches zur Befestigung des schmiedeisernen Kurbelzapfens **d** und zwar entweder vermittelst eines quer durch das Auge der Kurbel und den Kopf des Kurbelzapfens durchgesteckten Bolzens oder durch eine am Ende des Kurbelzapfenkopfes angebrachte Schraube und Mutter dient. An der von der Schubstange abgewendeten Seite ist die Kurbel mit einer die Nabe mit dem Auge verbindenden Verstärkungsrippe versehen.

Fig. 131.



E F ist die ebenfalls aus Gußeisen bestehende Schubstange, welche bei **E** in einen platten, seitlich abgerundeten Kopf endiget, der mit einer Aushöhlung und in dieser eingesetzten metallenen Schalen versehen ist, welche den Kurbelzapfen **d** genau umschließen und durch Keile **k** zu stellen sind. Das obere Ende **F** der Schubstange ist gabelförmig

gestaltet und mit dem Balancier **AO** dadurch in Verbindung gebracht, daß die Gabelenden **F** die beiden Zapfen des schon in dem §. 157 beschriebenen, am Balancier drehbar angebrachten Ringes **b** umschließen, zu welchem Behufe dieselben mit je zwei metallenen Schalen umgeben, diese aber vermittelst schmiedeiserner Bügel **a a** und Keilen k_1 an den gußeisernen Enden der Gabel befestiget sind. Der Kopf **E** und die Gabel **FF** der Schubstange sind durch vier parabolisch geformte Nerven (Rippen) **r** mit einander verbunden. — Dieser Mechanismus findet mehrfache Anwendung, so z. B. bei den Watt'schen Dampfmaschinen, Cylindergebläsen u. s. w.

Eine vollkommen construirte Kurbel besteht stets aus drei Theilen, und zwar aus der Kurbelwelle, dem Kurbelarme und dem Kurbelzapfen. Die Kurbelwelle und der Kurbelarm wird entweder aus Schmiede- oder Gußeisen, der Kurbelzapfen aber gewöhnlich aus Schmiedeeisen angefertiget. Die Construction einer solchen zusammen gesetzten gußeisernen Kurbel ist aus der vorstehenden Figur zu ersehen.

Die Schubstangen bestehen ebenfalls entweder aus Schmiede- oder aus Gußeisen. **Fig.** 126 zeigt eine schmiedeiserne und **Fig.** 131 eine gußeiserne Schubstange.

Der Balancier wird meistens aus Gußeisen hergestellt und entweder mit einem flachen, oder mit einem kugelförmigen Kopfe, wie in obiger Figur, versehen. Der Schwingungswinkel eines Balancier soll 40 Grad nicht übersteigen, damit allzu große Seitenbewegungen vermieden werden.

Anmerkung. Ist der Durchmesser D der Kurbelwelle, welche im Allgemeinen dem über die Torsionsfestigkeit in dem ersten Kapitel des ersten Abschnittes Gelehrten gemäß, oder nach der Formel 9, Seite 33 bestimmt werden kann, und die Länge l der Kurbel, d. i. die Entfernung des Mittels der Welle vom Zapfenmittel gegeben, so berechne man den Durchmesser d des zugehörigen Kurbelzapfens nach der Formel

$$d = 1{\cdot}2\,D \sqrt{\frac{D}{l}} \;.\;.\;.\; (1,$$

wenn Zapfen und Welle von Schmiedeisen sein sollen, hingegen aber nach der Formel

$$d = 0{\cdot}877\,D \sqrt{\frac{D}{l}} \;.\;.\;.\; (2,$$

wenn die Zapfen aus Schmiedeisen und die Welle aus Gußeisen herzustellen ist.

Bezeichnet ferner L die Länge einer schmiedeisernen Schubstange, und d den Durchmesser des Kurbelzapfens, an welchen die Schubstange angehängt ist, so findet man den Querschnittsdurchmesser D′ derselben in ihrer halben Länge aus der Formel:

$$D' = 0{\cdot}229\,d \sqrt{\frac{L}{d}} \;.\;.\;.\; (3,$$

wobei die Länge der Schubstange gleich der vier-, fünf- bis sechsfachen Kurbellänge zu nehmen, der Durchmesser des Kurbelzapfens aber nach

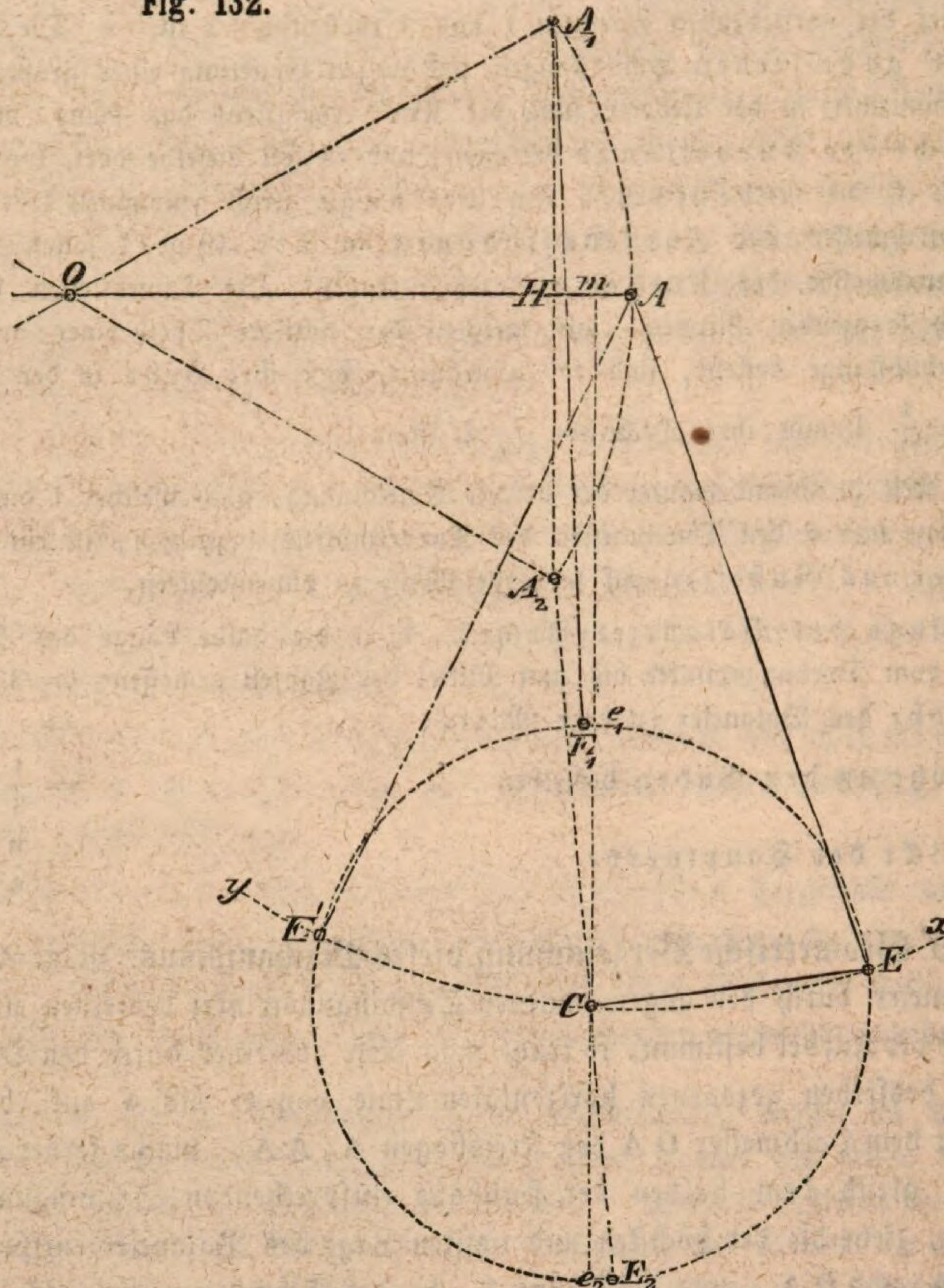
einer der vorstehenden Formeln 1 und 2 zu bestimmen ist. — Die Länge L der gußeisernen Schubstangen soll wegen Erzielung einer größeren Vollkommenheit in der Uebertragung der Kraft wenigstens das fünf- bis sechsfache der Kurbellänge betragen, und es soll dieselbe dort, wo es thunlich ist, der siebenfachen Kurbellänge gleich genommen werden. Die Durchmesser der Zapfenöffnungen in der Gabel sollen 0·7 vom Durchmesser des Kurbelzapfens betragen. Die Dimensionen der zwei sich kreuzenden Rippen, aus welchen der mittlere Theil einer gußeisernen Schubstange besteht, sind so zu nehmen, daß ihre Höhe in der Mitte = $= \frac{1}{18}$ L und ihre Dicke $= \frac{1}{136}$ L ist.

Mit zu Grundelegung der obigen Bezeichnung, nach welcher l die Kurbellänge und d den Durchmesser des Kurbelzapfens bezeichnet, ist ein Balancier aus Gußeisen auf folgende Weise zu dimensioniren.

Länge des Balancier-Armes, d. i. die halbe Länge des Balancier vom Drehungspunkte bis zum Mittel der Zapfen gemessen	$= 3\,l$
Höhe des Balancier in der Mitte	$= l$
Höhe an den Enden desselben	$= \frac{1}{3}\,l$
Dicke der Hauptnerve	$= \frac{9}{4}\,l\left(\frac{d}{l}\right)^2$

§.169. Geometrische Verzeichnung dieses Mechanismus. Ist die Armlänge des Balancier durch den angenommenen Schwingunswinkel desselben und durch die Länge der Kurbel bestimmt, so trage man diese auf einer durch den Drehungspunkt O desselben gezogenen horizontalen Linie von O bis A auf, beschreibe aus O mit dem Halbmesser O A den Kreisbogen $A_1 A A_2$, mache ferner $A A_1 = = A A_2$ gleich dem halben der Hubhöhe entsprechenden Schwingungsbogen $A_1 O A_2$, ziehe die der höchsten und tiefsten Lage des Balancier entsprechenden Linien $O A_1$ und $O A_2$, und die Sehne A_1 A_2 des Schwingungsbogens. Weiters halbire man die Bogenhöhe AH, ziehe aus dem Halbirungspunkte m eine Verticallinie $m e_2$, und beschreibe aus dem Endpunkte A des Balancier in seiner mittleren Stellung mit einem der Länge AE der Schubstange gleichen Halbmesser den Kreisbogen x y. Der sich durch den Durchschnitt desselben mit der vor verzeichneten Verticallinie ergebende Punkt C ist als Kurbelmittelpunkt zu nehmen. Beschreibt man nun aus C mit einem der halben Sehne $A_1 H$ als Kurbellänge gleichen Halbmesser CE den Kurbelkreis EE′, so geben die Punkte E und E′, als Durchschnittspunkte dieses Kreises mit dem Bogen x y, die Lagen des Kurbelzapfens, und die Linien AE und AE′ die Lagen der Schubstange für die mittlere Stellung des Balancier bei dem Auf- und Niedergange desselben, und, wenn man mit einer der Länge der Schubstange gleichen Zirkelöffnung den Kurbelkreis aus den Punkten A_1 und A_2 durchschneidet, so sind die auf diese Weise erhaltenen Punkte E_1 und E_2 des Kurbelkreises die Lagen des Kurbelzapfens, und die Linien $A_1 E_1$ und $A_2 E_2$ die Lagen der Schubstange für die höchste und tiefste Stellung des Balancier.

Fig. 132.



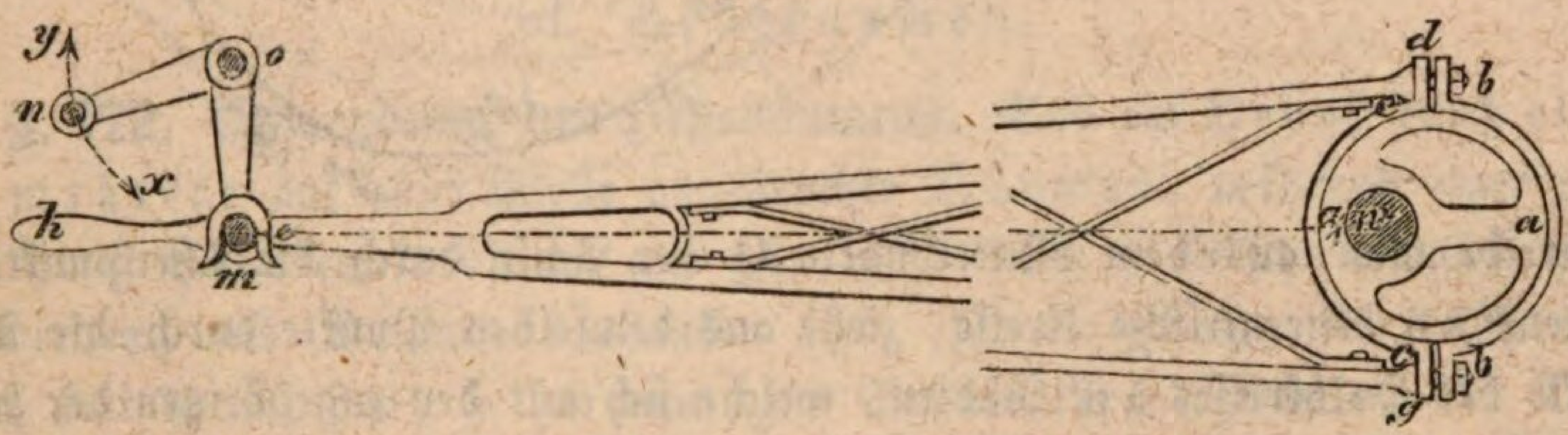
Durch diese Anordnung des beschriebenen Mechanismus wird der nachtheilige Einfluß der aus der oscillirenden Bewegung des Balancier hervorgehenden Seitenbewegung der Schubstange möglichst vermindert, dadurch aber ein neuer Nachtheil herbeigeführt und zwar der, daß die todten Punkte E_1 und E_2 nicht mit dem höchsten und tiefsten Punkte e_1 und e_2 des Kurbelkreises zusammen fallen, sondern um die allerdings kleinen Bögen $E_1\,e_1$ und $E_2\,e_2$ von diesen abstehen, wobei stets $E_2\,e_2 > E_1\,e_1$ und somit die Punkte E_1 und E_2 nicht um die halbe Peripherie des Kurbelkreises (weil $E_1\,E'\,E_2 > E_1\,E\,E_2$) von einander abstehen. Dieser Nachtheil wird aber um so geringer, je länger die Schubstange ist.

Anmerkung. Nimmt man die Länge der Schubstange der fünffachen und die Armlänge des Balancier der dreifachen Kurbellänge gleich, so wird die Abweichung der todten Punkte der Kurbel von dem höchsten und tiefsten Punkte des Kurbelkreises durch die Bögen: $E_1\,e_1 = 0{\cdot}014\ l$ und $E_2\,e_2 = 0{\cdot}021\ l$ gemessen, wobei l die Kurbellänge bezeichnet.

b. Excentrische Scheiben.

§. 170. Beschreibung eines Mechanismus dieser Art mit excentrischer Scheibe. Durch Verbindung einer excentrischen Scheibe mit einem Hebel vermittelst einer Excentrikstange kann die continuirlich rotirende Bewegung des ersteren Maschinentheiles in die oscillirende des Hebels verwandelt werden. Fig. 133 zeigt einen solchen Mechanismus. aa_1 ist die auf der Achse w befestigte excentrische Scheibe; bb und cc sind zwei Theile des metallenen dieselbe umschließenden Ringes; deg eine aus zwei dünnen, nach dem treibenden Ende e hin convergirenden Eisenstäben bestehende und durch dünne eiserne kreuzförmig gegen einander liegende und an die genannten Eisenstäbe angenietete Bänder ausgesteifte Excentrikstange, welche bei e in

Fig. 133.



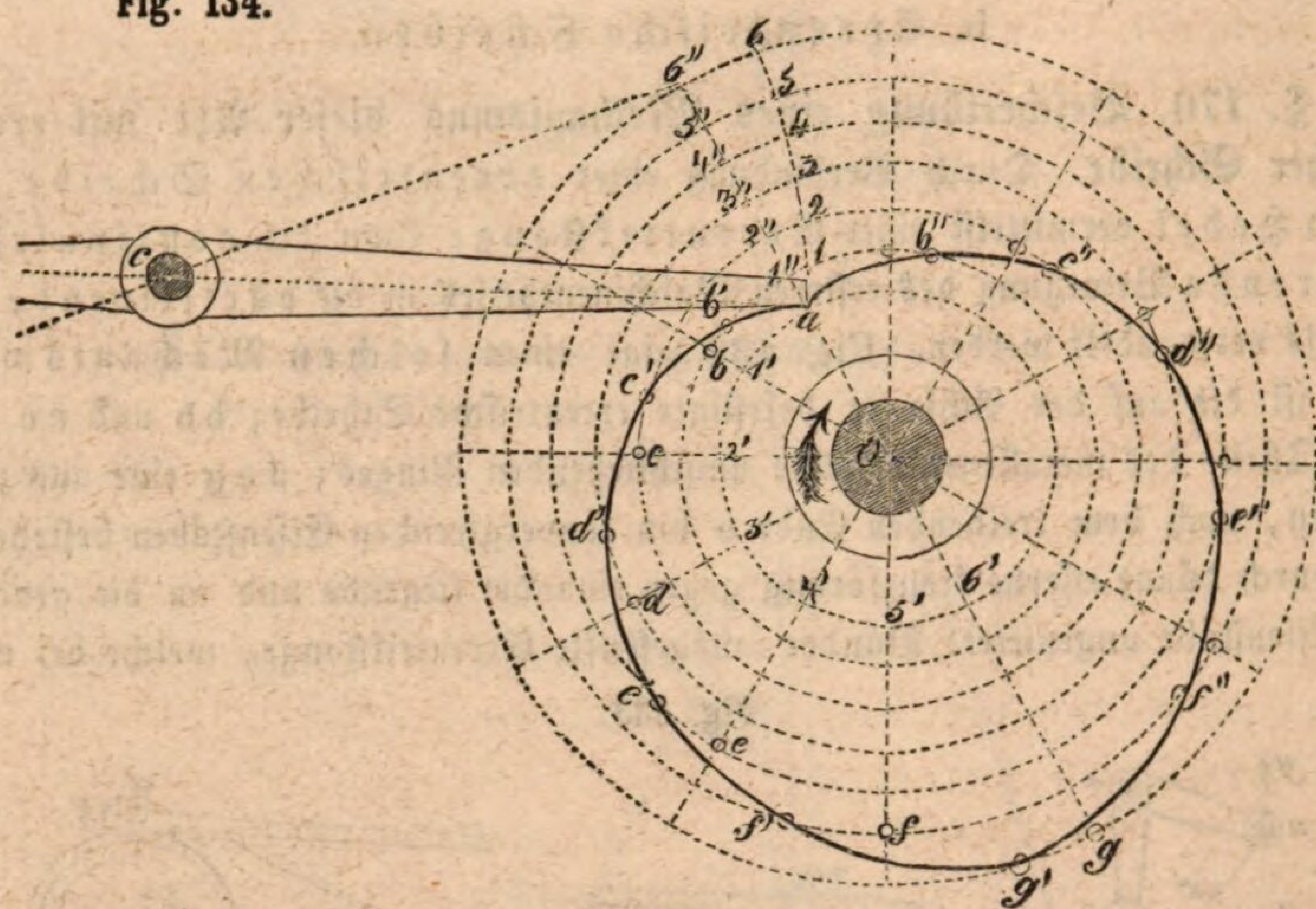
den Zapfen m des um den fixen Punkt o drehbaren Winkelhebels mon eingehängt ist, dessen zweiter Endpunkt n eine in dem Bogen xy oscillirende Bewegung annimmt. Die Excentrikstange ist an ihrem Ende e noch mit einer Handhabe h zu dem Behufe versehen, damit sie durch das vermittelst dieser Handhabe zu bewerkstelligende Abheben von dem Bolzen m außer Verbindung mit dem Winkelhebel gebracht werden kann.

Die Größe der durch die excentrische Scheibe während einer Umdrehung derselben bewirkten Bewegung der Excentrikstange nach ihrer Längenrichtung ist der doppelten Excentricität gleich. — Dieser Mechanismus wird vorzugsweise zur Uebertragung der Bewegung auf den Steuerungsschieber der Watt'schen Dampfmaschinen angewendet.

c. Herzförmige Scheiben.

§. 171. Verzeichnung einer herzförmigen Scheibe zur Hervorbringung einer hin- und hergehenden Kreisbewegung. Bewegungsverhältniß. Stellt aC (Fig. 134) einen um den Punkt C drehbaren Hebel vor, dessen Punkt a durch eine auf der Achse O zu befestigende herzförmige Scheibe während einer jeden Rotation derselben durch den Bogen a6 mit gleichförmiger Geschwindigkeit und in gleichen Zeiten gehoben und gesenkt werden soll, so beschreibe man aus O mit den Halbmessern Oa und Og die durch den Anfangs- und Endpunkt des bogenförmigen Weges a6 gehenden Kreise, und theile die Bögen a6 und a6' in eine beliebige z. B. in je sechs gleiche Theile $a1 = 1, 2 = \ldots = 56$ und $a1' = 1'2' = \ldots = 5'6'$. Ferner

Fig. 134.



beschreibe man aus dem Mittelpunkte O der Achse durch die Theilpunkte des Bogens a 6 concentrische Kreise, ziehe aus demselben Punkte durch die Theilpunkte des Halbkreises a 6′ Radien, welche sich mit den zugehörigen der früher verzeichneten concentrischen Kreise in den Punkten a, b, c, d, e, f und g schneiden und trage von diesen aus auf den bezüglichen Kreisen die Bögen b b′ = 11″, c c′ = 22″, d d′ = 33″ u. s. w. auf. Die sich nun auf diesem Wege ergebenden Punkte b′, c′ d′, . . . g′ sind nun Punkte des einen Theiles der Umfangscurve der gesuchten herzförmigen Scheibe. Auf eben die nämliche Weise hat man im Allgemeinen bei der Construction des anderen Theiles der Umfangscurve zu verfahren, in dem gegebenen speciellen Falle aber die Punkte der zweiten Hälfte durch einfaches Uebertragen der früher gefundenen Punkte der ersten Hälfte zu bestimmen. — Auf diese Weise wird erzielt, daß die Punkte b′, c′ . . . g′, während der Rotation der Achse in ihren bezüglichen Kreisen vorrückend, nach und nach mit den Punkten 1, 2, . . . 6 des Bogens a 6 zusammenfallen werden, wenn die Radien O a, O b, . . . O g in eine Lage kommen, bei welcher sie durch den Anfangspunkt a des Bogens a 6 gehen.

Bezeichnet b die Länge des Bogens a 6, und n die Anzahl der Umdrehungen der Achse in jeder Minute, so ist die Geschwindigkeit, mit welcher sich der Angriffspunkt des Hebels in dem Bogen a 6 bewegen wird, $v = \frac{b\,n}{30}$ und die Winkelgeschwindigkeit der Achse, $w = \frac{\pi n}{30}$, somit

$$\frac{v}{w} = \frac{b}{\pi} \;\ldots\; (1,$$

oder, wenn l die Länge des oscillirenden Hebelarmes und α der Oscillationswinkel im Gradmaße ausgedrückt ist, auch

$$\frac{v}{w} = l\,\frac{\alpha}{180} \;\ldots\; (2.$$

Anmerkung 1. Wird gefordert, daß die Hubzeit des Hebels a C größer ist, als die des Niederganges, übrigens aber sowohl das Heben als auch das Senken desselben mit gleichförmiger Geschwindigkeit vor sich gehen solle, so hat man nur den aus O durch den Punkt a verzeichneten Kreis in dem Verhältniße der gegebenen Zeiten, und jedes der beiden Kreisstücke in eben so viel gleiche Theile, wie den Bogen a 6, zu theilen, hierauf aber weiters auf die oben erklärte Weise zu verfahren.

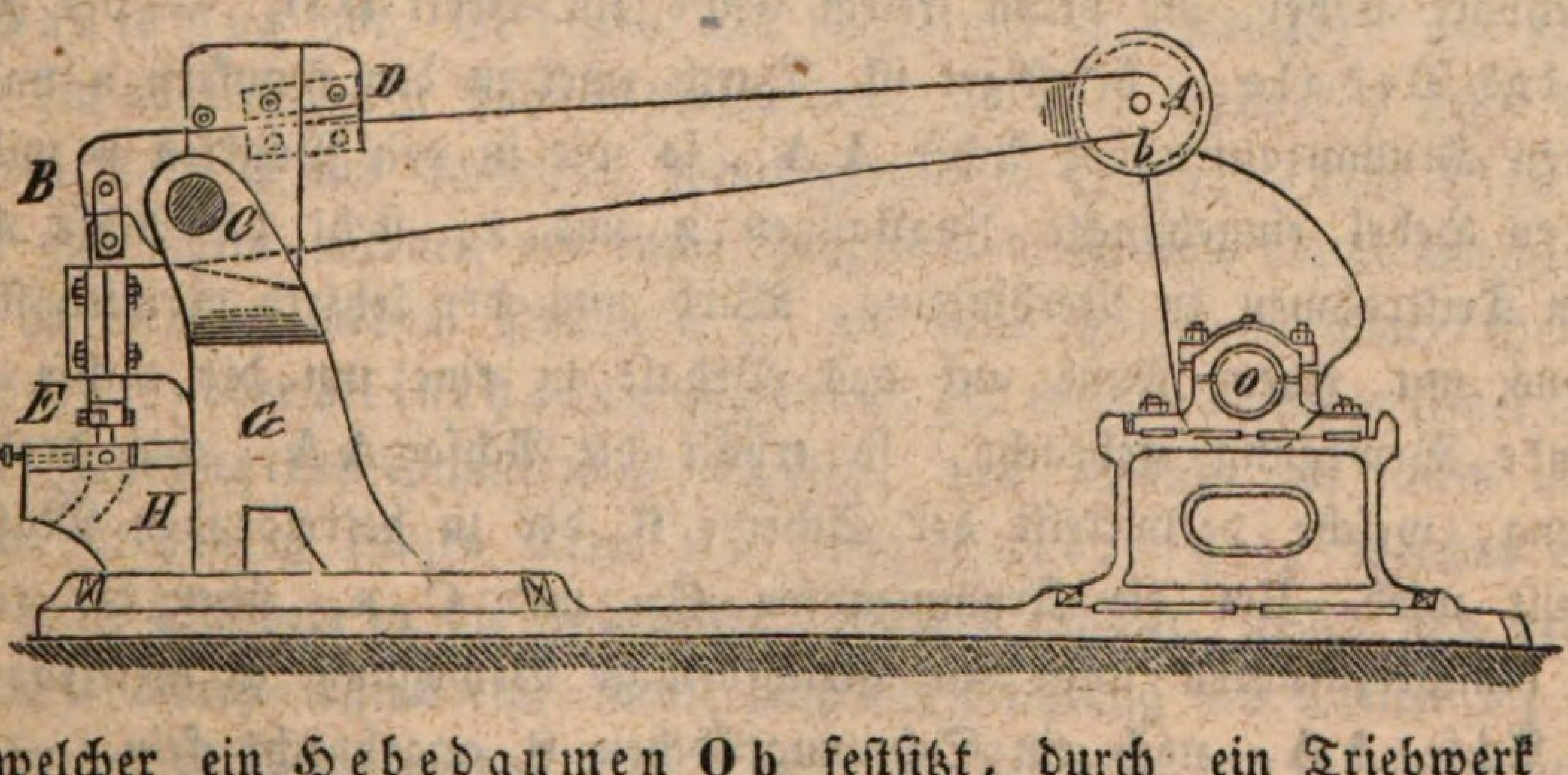
Anmerkung 2. Wenn der Hebel a C an seinem freien Ende mit einer Frictionsrolle, deren geometrische Achse in dem Angriffspunkte a des Hebels liegen soll, versehen würde, so hat man die vor ermittelte Curve a b′ c′ d′... als Grundcurve zu betrachten, und zu derselben, dem in dem §. 165 Gelehrten gemäß, eine Parallelcurve zu verzeichnen.

d. Hebedaumen.

§. 172. Anwendung des Hebedaumens. Soll ein Hebel durch einen oder mehrere auf einer Welle angebrachte Daumen, während einer jeden Umdrehung derselben so oftmal mit gleichförmiger Geschwindigkeit gehoben werden, als Daumen vorhanden sind, sodann jedoch, sich selbst überlassen, frei herabfallen, so hat man zum Behufe der Construction der Daumencurve den für eine herzförmige Scheibe in dem vorhergehenden Paragraphe angegebenen Weg mit dieser Abänderung einzuschlagen, daß man bei Daumen nur dasjenige Bogenstück des aus **O** durch den Punkt **a** (**Fig. 134**) verzeichneten Kreises in eine der Anzahl der Theile des Schwingungsbogens **a** 6 gleiche Zahl von unter einander gleichen Stücken zu theilen hat, welches der einer jeden Hebung des Punktes **a** entsprechenden Drehung der Welle zukommt.

Dieser Mechanismus findet sehr häufige Anwendung, so z. B. bei Metallscheeren, bei Walken mit Walkhämmern, bei Eisenhämmern u. s. w. **Fig. 135** zeigt beispielsweise die Anwendung dieses Mechanismus bei einer Lochstoßmaschine mit Metallscheere. Wird nämlich die Achse **O**,

Fig. 135.



auf welcher ein Hebedaumen **O b** festsitzt, durch ein Triebwerk in rotirende Bewegung versetzt, so hebt der Daumen bei jedem Umgange das

gabelförmig gestaltete und zur Verminderung des Reibungswiderstandes mit einer gekehlten Frictionsrolle versehene Ende des um den Punkt C des Gestelles G drehbaren Hebels AB, welcher bei D den einen und zwar beweglichen Arm einer Metallscheere bildet, deren zweiter Arm aber an dem Gestelle G fix ist. E ist der zum Durchstoßen der Löcher bestimmte Theil der Maschine, bestehend aus einem mit dem Ende B des Hebels AB in Verbindung stehenden und sorglich geführten Durchstoßbolzen, und einem vorspringenden, mit einer der Form des Bolzens angepaßten Oeffnung versehenen Theile H des Gestelles G.

3. Mechanismen zur Verwandlung der kreisförmig hin- und hergehenden Bewegung in eine continuirlich oder absetzend kreisförmige.

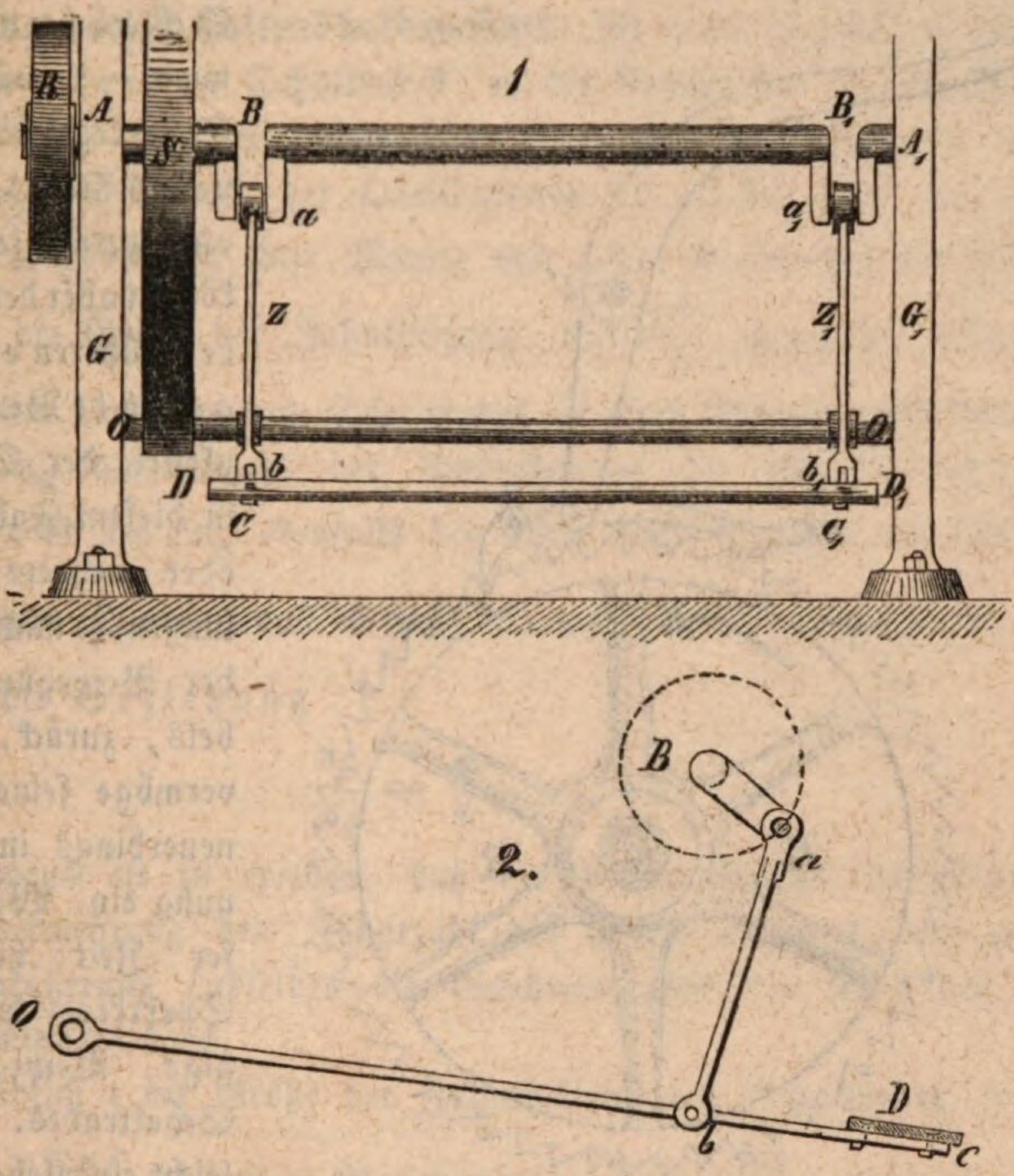
a. Balancier und Kurbel verbunden durch eine Schubstange.

§. 173. Des aus einem Balancier, einer Schubstange und einer Kurbel bestehenden Mechanismus, welcher als Mittel zur Verwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine kreisförmig hin- und hergehende schon in den Paragraphen 168 und 169 behandelt wurde, kann man sich auch, wie begreiflich, zum Behufe der umgekehrten Bewegungsverwandlung bedienen. Man findet ihn vorzugsweise bei den Watt'schen und Woolf'schen Dampfmaschinen zu diesem Zwecke in Anwendung.

b. Der Pedalmechanismus.

§. 174. **Beschreibung dieses Mechanismus.** Ein sehr einfaches Mittel die kreisförmig hin- und hergehende Bewegung in eine continuirlich kreisförmige zu verwandeln, bietet der durch Fig. 136 dargestellte Mechanismus mit einem Pedale (Fußtritt) dar. AA_1 ist eine in den Gestellen G und G_1 gelagerte, bei B und B_1 gekröpfte, und an ihrem Ende A mit einer Riemen- oder Schnurscheibe R versehene Achse. CO und CO_1 sind zwei einarmige, um eine gemeinschaftliche an den Gestellen GG angebrachte Achse OO drehbare Hebel, an deren freiem Ende ein Brett DD_1 — der Fußtritt, das Pedale — befestiget ist. Durch zwei in den Punkten a und a_1 der beiden Krummzapfen der Achse AA_1, so wie in den Punkten b und b_1 der beiden Hebel eingehängte Zugstangen z und z_1 steht die Achse AA_1 mit dem Trittrahmen in Verbindung. Wird nun der letztere vermittelst des Auftretens mit einem Fuße auf das Pedale in eine um die Achse OO oscillirende Bewegung gebracht, so erhält die Achse AA_1 eine drehende Bewegung, welche vermittelst der Scheibe R der zu betreibenden Maschine mitgetheilt wird. Um die Krummzapfen Ca und C_1a_1 über die todten Punkte hinüberzuführen und eine gleichförmige Bewegung zu erzielen, muß an der Achse AA_1 noch ein Schwungrädchen S angebracht sein. — Der

Fig. 136.

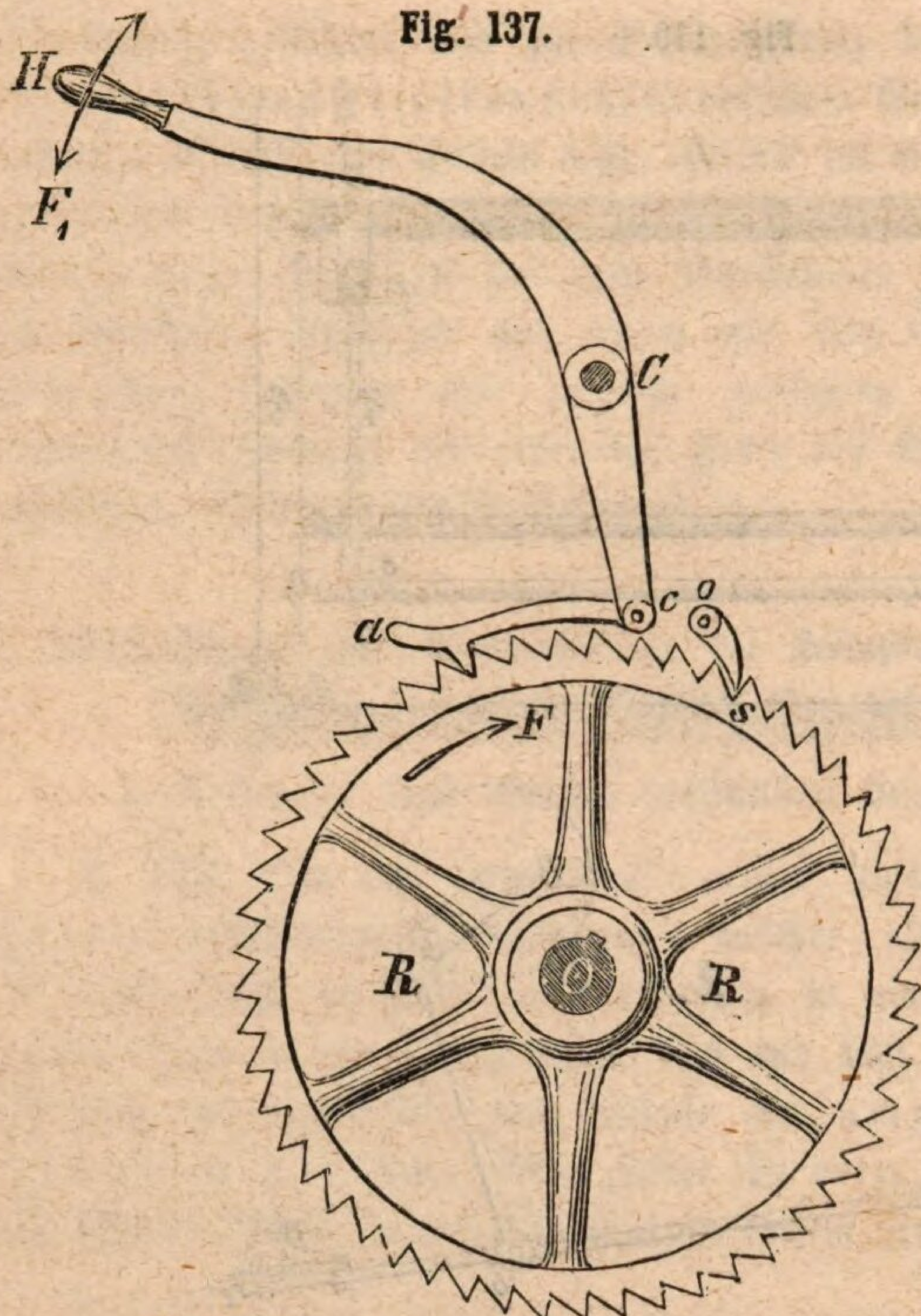


Pedalmechanismus findet im gewerblichen Leben häufige Anwendung, so z. B. bei den Schleifvorrichtungen, bei kleinen Drehbänken u. s. w.

c. Das Schaltwerk.

§. 175. Beschreibung eines einfach wirkenden Schaltwerkes. Soll die kreisförmig hin- und hergehende Bewegung eines Hebels in die absetzend drehende einer Achse verwandelt werden, so hat man sich zu diesem Behufe eines Schaltwerkes zu bedienen. Fig. 137 stellt einen solchen Mechanismus vor. Er besteht aus einem mit sägeförmigen, nur nach einer Seite hin abgeschrägten Zähnen versehenen, an einer drehbaren Achse **O** angebrachten Rade **R** aus Gußeisen, dem sogenannten Schalt- oder Klinkrade, ferner aus einem eisernen um einen Bolzen **C** drehbaren doppelarmigen Hebel **Hc**, an welchem in dem Punkte **c** ein um einen Bolzen drehbarer Haken **ca**, der Schalt- oder Klinkhaken angebracht ist, welcher vermöge seiner Schwere in die Zahnung des Schaltrades eingreift, und endlich aus einem um einen Bolzen drehbaren kurzen Arme **os**, dem Sperrkegel, welcher ebenfalls durch seine Schwere in die Zahnlücken desselben einfällt. Wird nun der Hebelarm **HC** durch irgend eine Kraft nach der Richtung des Pfeiles $\mathbf{F_1}$ bewegt, so zieht der Schalthaken das Rad **R** nach der Richtung des Pfeiles **F** und dreht dieses um einen oder mehrere Zähne nach der eben angegebenen Richtung, —

Fig. 137.



welche Bewegung die Schaltung genannt wird —, während der Sperrkegel über die Zähne des Rades um eben so viel zurückgleitet. Bekömmt aber der Hebel eine der früheren entgegengesetzte Bewegung, so gleitet der Schalthaken in diesem Falle um eine oder mehrere Zahntheilungen, je nach der Größe der Bewegung des Hebels, zurück, und fällt vermöge seiner Schwere neuerdings in die Zahnung ein. Während dieser Zeit hindert der Sperrkegel die rückgängige Bewegung des Schaltrades. Es ist nun leicht einzusehen, daß sich bei jedem Hin- und Hergange des Hebels der eben beschriebene Vorgang wiederholen und sonach die Schaltradachse in eine absetzend drehende Bewegung gebracht werden wird.

Statt des Klinkhakens kann man eine schiebend auf das Rad wirkende Klinkstange anwenden, nur muß dieselbe eine dem Klinkhaken entgegengesetzte, also nach der Richtung des Sperrkegels gehende Stellung erhalten.

Solche Mechanismen finden vielseitige Anwendung im Maschinenfache; so z. B. bei Sägemühlen und anderen Arbeitsmaschinen, bei welchen eine intermittirende Bewegung eines Nebenbestandtheiles derselben erforderlich ist. Weil aber die durch diesen Mechanismus erzeugte Bewegung eine stoßweise ist, so kann derselbe nur zur Uebertragung unbedeutender Kräfte, also zur Verrichtung von Nebenarbeiten bei geringer Geschwindigkeit angewendet werden.

Anmerkung. Da die Bewegung bei einem einfach wirkenden Schaltwerke nur ruckweise, also mit einer zwischen jeder Vorrückung des Rades Statt findenden Ruhezeit geschieht, so wendet man auch oft, um eine continuirlichere Bewegung zu erzielen, ein doppelt wirkendes Schaltwerk, d. i. ein Schaltwerk mit zwei Klinkhaken an, von denen bei jeder Schwingung des Hebels, nur einer wirksam ist, während der andere in derselben Zeit leer zurückgeht.

§. 176. Beziehungen bei einem einfach wirkenden Schaltwerke. Bestimmung des Schaltradhalbmessers. Ist z die Anzahl der Zähne eines einfach wirkenden Schaltrades, m die Anzahl der Zahntheilungen, um welche das Rad während einer jeden Hin- und Herschwingung des Hebels vorrückt, n_H die Anzahl der Oscillationen (d. i. der Hin- und Herschwingungen) des Hebels in einer Minute und r der Halbmesser des Schaltrades, so ist $\frac{2\pi r}{z}$ die Größe der Zahntheilung, und $\frac{2\pi r}{z} m\, n_H$ der Weg, welchen ein Punkt am Umfange des Schaltrades in einer Minute zurücklegt. Bezeichnet ferner n_R die Anzahl der Umdrehungen der Schaltradachse in einer Minute, so ist $2\pi r n_R$ ebenfalls der Weg eines Punktes am Umfange desselben in einer Minute, und es muß $2\pi r n_R = \frac{2\pi r}{z} m\, n_H$ sein, woraus sich sofort die Beziehung

$$\frac{n_R}{n_H} = \frac{m}{z} \quad . \; . \; . \; (1$$

ergibt. Daraus ist zu ersehen, daß die Geschwindigkeit der Schaltradachse mit der Vermehrung der Zähnezahl des Rades abnimmt, und man sonach durch Vergrößerung desselben die Geschwindigkeit der Achse den Umständen gemäß vermindern kann.

Ist endlich t die Größe der Zahntheilung des Schaltrades, so übergeht, wegen $z = \frac{2\pi r}{t}$, die obige Beziehung in $\frac{n_R}{n_H} = \frac{m t}{2\pi r}$, woraus

$$r = \frac{m t}{2\pi} \frac{n_H}{n_R} \quad . \; . \; . \; (2$$

folgt.

§. 177. Beispiele. 1. Wie groß muß die auf dem Umfange des Theilkreises eines Rades von 18 Zoll Halbmesser (Fig. 117) ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung wirksam zu machende Kraft werden, wenn sie im Stande sein soll vermittelst eines sich auf einer Trommel von 6 Zoll Halbmesser aufwickelnden Seiles eine Last von 10 Zentnern zu heben? In welcher Zeit wird diese Last auf die Höhe von 50 Fuß gehoben, wenn die Trommel 10 Umdrehungen in der Minute macht? — Da sich der Durchmesser eines Hanfseiles für eine Zugkraft von 10 Zentner = 1000 Pfund nach der Lehre von der absoluten Festigkeit der Materialien (§. 8, Beispiel 3), wegen $1000 = \frac{1}{5} . 6500 . \frac{1}{4} . 3{\cdot}142 . \delta^2$, zu 0·989 Zoll ergibt, wofür der Einfachheit halber $\delta = 1$ Zoll angenommen werden kann, und in dem gegebenen Falle nach Relation 2 des §. 153 die Beziehung

$$\frac{P}{1000} = \frac{6 + \frac{1}{2}\, 1}{18}$$

Statt finden muß, so erhält man die gesuchte Kraft

$$P = 1000\, \frac{6 + \frac{1}{2}}{18} = 361{\cdot}11 \text{ Pfd},$$

welche in der Wirklichkeit wegen der unberücksichtigt gebliebenen Widerstände der Bewegung, als der drehenden Reibung der Trommelachse in ihren Lagern und der Steifigkeit des Seiles, größer angenommen werden muß.

Da ferner die Geschwindigkeit, mit welcher sich das Seil auf der Trommel aufwickelt, nach Gleichung 1 des bezogenen Paragraphes $= \frac{3 \cdot 142 . 10}{30}\left(6 + \frac{1}{2} . 1\right) =$ $= 6 \cdot 807$ Zoll, oder $= 0 \cdot 567$ Fuß ist, so wird die zum Heben der gegebenen Last auf die bestimmte Höhe erforderliche Zeit $\frac{50}{0 \cdot 567} = 88 \cdot 183$ Secunden, oder 1·469 Minuten betragen.

2. Wie groß muß der Halbmesser eines mit einer Zahnstange in Eingriff zu bringenden Getriebes werden, wenn dasselbe 8 Umdrehungen in der Minute machen, und die Zahnstange mit einer Geschwindigkeit von 4 Zoll hin- und her bewegt werden soll? wie viel Zähne muß das Getriebe erhalten, wenn die Zahntheilung der zu übertragenden Kraft gemäß 1·2 Zoll betragen soll? — Der Gleichung 2 des §. 155 gemäß findet man den Getriebshalbmesser

$$r = \frac{30 . 4}{3 \cdot 142 . 8} = 4 \cdot 774 \text{ Zoll.}$$

Nun ist der Umfang eines Kreises von diesem Halbmesser $= 2 . 3 \cdot 142 . 4 \cdot 774 =$ $= 29 \cdot 998$ Zoll; folglich ergeben sich für das Getriebe $\frac{29 \cdot 998}{1 \cdot 2} = 24 \cdot 99$ Zähne. Da aber die Zähnezahl stets eine ganze Zahl sein muß, so hat man für 24·99 die nächste ganze Zahl, also die Zahl 25 als Zähnezahl des Getriebes zu nehmen, und entweder den Halbmesser desselben oder seine Zahntheilung diesem gemäß zu corrigiren. Gewöhnlich wird die erstere Dimension corrigirt; bezeichnet man diese daher mit r_c, so erhält man

$$r_c = \frac{25 . 1 \cdot 2}{2 . 3 \cdot 142} = 4 \cdot 774 \text{ Zoll,}$$

also denselben Werth wie oben, woraus zu ersehen ist, daß in diesem Falle die Aenderung des Halbmessers äußerst gering ausfällt.

3. Durch Beobachtung einer excentrischen Scheibe, welche eine Kolbenstange geradlinig bewegt, hat man gefunden, daß sie 20 Umdrehungen in jeder Minute macht. Wie groß ist die mittlere Geschwindigkeit dieser Kolbenstange, wenn die Excentricität der Scheibe mit 3·5 Zoll gemessen wurde? — Da die Winkelgeschwindigkeit der excentrischen Scheibe $= \frac{3 \cdot 142 . 20}{30} = 2 \cdot 094$ Zoll ist, so findet man die mittlere Geschwindigkeit der geradlinig bewegten Kolbenstange dem §. 164 gemäß,

$$v = 2 \cdot 094 . \frac{2 . 3 \cdot 5}{3 \cdot 142} = 4 \cdot 665 \text{ Zoll.}$$

Kürzer gelangt man zum Ziele, wenn man berücksichtiget, daß die Hubhöhe der Kolbenstange der doppelten Excentricität der Scheibe gleich ist, da dadurch $v = \frac{4 . 20 . 3 \cdot 5}{60}$ gesetzt werden kann, woraus sich $v = 4 \cdot 666$ Zoll, also das nämliche Resultat, wie früher, ergibt.

4. Wie groß soll die Excentricität der zum Betriebe der Speisepumpe einer Hochdruck-Dampfmaschine bestimmten excentrischen Scheibe werden, wenn die Schwungradwelle, auf welcher diese anzubringen ist, 30 Umdrehungen in der Minute machen, und die geradlinig zu bewegende Kolbenstange eine mittlere Geschwindigkeit von 9·6 Zoll

haben soll? — Da dem §. 164 zu Folge e die Excentricität bezeichnet, ferner v = = 9·6, und n = 30 gegeben ist, so muß $9{\cdot}6 = \frac{4 \,.\, 30 \,.\, e}{60}$ sein, woraus sofort

$$e = \frac{60 \,.\, 9{\cdot}6}{4 \,.\, 30} = 4{\cdot}8 \text{ Zoll}$$

gefunden wird.

5. Mit welchem Halbmesser ist der Evolutenkreis für die Daumen eines Stampfwerkes zu verzeichnen, wenn die Zahl der Daumen, welche bei jeder Umdrehung der Daumenwelle denselben Stämpfer zu heben haben = 2, die Hubhöhe eines Stämpfers = 1·3 Fuß und die Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle in der Minute = 25 sein soll? — Da dem §. 167 zu Folge der kleinste Halbmesser des Evolutenkreises der Daumen durch das Verhältniß der Geschwindigkeit der Hebung des Stämpfers zur Winkelgeschwindigkeit der Daumenwelle gemessen wird, dieses aber durch den Ausdruck 7 des bezogenen Paragraphes gegeben ist, in welchem den Daten zu Folge z = 2, und h = 1·3 und n = 25 gesetzt werden soll, so findet man

$$r = \frac{30 \,.\, 2 \,.\, 1{\cdot}3}{3{\cdot}142 \left(54 - 25 \,.\, 2 \sqrt{\frac{2 \,.\, 1{\cdot}3}{31}}\right)} = 0{\cdot}628 \text{ Zoll}$$

als Größe des fraglichen Halbmessers.

6. Wie lang soll der Hebelarm a C des aus einem Hebel und einer denselben bogenförmig bewegenden herzförmigen Scheibe bestehenden und durch Fig. 134 dargestellten Mechanismus gemacht werden, wenn der Oscillationswinkel des Hebels 30 Grad, und die Geschwindigkeit seines Angriffspunktes 12 Zoll betragen, die Achse aber, auf welcher die herzförmige Scheibe anzubringen ist, 15 Umdrehungen in der Minute machen soll? — Da die Winkelgeschwindigkeit der Achse $= \frac{3{\cdot}142 \,.\, 15}{30} = 1{\cdot}571$ Zoll ist, und für diesen Mechanismus nach Relation 2 des §. 171 die Beziehung $\frac{12}{1{\cdot}571} = = 1\frac{30}{180}$ bestehen muß, so ergibt sich daraus die gesuchte Länge

$$l = \frac{12 \,.\, 180}{1{\cdot}571 \,.\, 30} = 45{\cdot}83 \text{ Zoll.}$$

7. Wie groß muß ein einfach wirkendes Schaltrad gemacht werden, wenn dasselbe $\frac{3}{5}$ einer Umdrehung während 40 Oscillationen des Schalthebels in einer Minute vollenden, eine der zu übertragenden Kraft entsprechende Zahntheilung von 1·2 Zoll erhalten, und während einer jeden Oscillation des Schalthebels um eine Zahntheilung vorrücken soll? Wie viel Zähne muß das Schaltrad erhalten? — Da der Aufgabe gemäß, mit Rücksicht auf die in dem §. 176 angewendeten Bezeichnungen, in der Gleichung 2 dieses Paragraphes m = 1, t = 1·2, $n_R = 1$, und $n_H = 40$ zu setzen ist, so findet man

$$r = \frac{1{\cdot}2}{2 \,.\, 3{\cdot}142} \cdot \frac{40}{\frac{3}{5}} = 12{\cdot}731 \text{ Zoll.}$$

Die Zähnezahl des Schaltrades ist $\frac{2 \,.\, 3{\cdot}142 \,.\, 12{\cdot}731}{1{\cdot}2} = 66{\cdot}7$, wofür man die ganze Zahl 66 nehmen kann; dadurch ergibt sich der corrigirte Halbmesser

$$r_c = \frac{66 \,.\, 1{\cdot}2}{2 \,.\, 3{\cdot}142} = 12{\cdot}603 \text{ Zoll.}$$

Viertes Kapitel.

Von den Vorrichtungen zum Moderiren, Egalisiren und zum Reguliren der rotirenden Bewegung.

§. 178. **Begriff und Eintheilung.** Es ist bereits in dem §. 102 aus einander gesetzt worden, daß jede Maschine sowohl bezüglich des zu erzielenden Nutzeffectes, als auch rücksichtlich ihrer vortheilhaftesten Wirksamkeit in quantitativer und qualitativer Beziehung, im Beharrungszustande der Bewegung stets mit einer gleichförmigen Geschwindigkeit arbeiten sollte. Dabei wurde aber auch bemerkt, daß man nicht immer bei der Construction der Maschinen den Bedingungen der Gleichförmigkeit der Bewegung vollständig zu entsprechen vermag, welches theils in der Natur des Motors und der zu verrichtenden Arbeit, theils aber auch in anderen nothwendig zu berücksichtigenden Umständen seinen Grund hat, man sich sonach oft mit einem der Gleichförmigkeit der Bewegung angenähertem Bewegungszustande der Maschinen begnügen muß.

Wenn nun bei der Einrichtung einer Maschine alle in den §§. 98 bis 102 angegebenen, zur Erzielung einer möglichst gleichförmigen Bewegung dienenden Mittel, also Receptoren und Werkzeuge mit einer rotirenden Bewegung, wenn dieses thunlich ist, und zur Fortpflanzung derselben von der Kraftmaschine auf die Werkzeuge, Wellen, Kuppelungen, Riemenscheiben und Zahnräder zur Anwendung gebracht wurden, wenn man ferner für eine gleichförmige Vertheilung der Massen um die Rotationsachsen Sorge getragen und die Gewichte der sich hin- und her- bewegenden Maschinentheile ins Gleichgewicht gebracht oder sie zur theilweisen Ausgleichung der unregelmäßigen Wirkung der bewegenden Kraft oder des Widerstandes benützt hat u. s. w., so kann die Ursache der Veränderlichkeit der Bewegung (§. 89) nur noch in der unregelmäßigen Wirkung der bewegenden Kraft oder des Widerstandes, oder in dem geometrischen Zusammenhange der Maschine, oder endlich in dem gleichzeitigen Statt finden von zwei oder von allen der eben angeführten Ursachen liegen. Da es aber außer der Gleichförmigkeit der Bewegung für die vortheilhafteste Wirksamkeit der Maschinen erforderlich ist, daß sie die sowohl für die Aufsammlung der Kraft des Motors durch die Receptoren, als auch für die Thätigkeit der Werkzeuge zweckmäßigste Bewegung (§. 88) erlangen, so muß man außer den oben genannten zur Beseitigung der Unregelmäßigkeit der Bewegung dienenden Mittel, auch noch Vorrichtungen anwenden, welche diese vortheilhafteste Geschwindigkeit einer Maschine herbeizuführen und sie in diesem Bewegungszustande andauernd zu erhalten geeignet sind. Man nennt sie **Regulatoren** (§. 85) im allgemeinsten Sinne des Wortes.

Die zur Ausgleichung des durch den geometrischen Zusammenhang bedingten oder durch die in kurzen Zwischenräumen regelmäßig abwechselnde Veränderlichkeit der Kraft und des Widerstandes hervorgerufenen ungleichmäßigen Ganges einer Maschine dienenden Regulatoren nennt man **Egalisatoren**, von welchen vorzugsweise die **Schwungräder** und **Gegengewichte** angewendet werden; hingegen werden diejenigen Vorrichtungen, welche zur Ausgleichung der sowohl durch die bewegende Kraft als auch durch den Widerstand hervorgebrachten Bewegungsveränderlichkeit bestimmt sind, und dabei stets auf die bewegende Kraft selbstthätig in der Art regulirend wirken, daß bei jeder Geschwindigkeitszunahme die Einwirkung des Motors auf die Receptoren vermindert, bei jeder Geschwindigkeitsabnahme aber vergrößert wird, **Regulatoren** im engeren Sinne des Wortes genannt. Die vorzüglichsten und am häufigsten angewendeten Regulatoren sind die **Centrifugal-** oder **Schwungkugel-Regulatoren.**

Endlich kommen noch Fälle vor, in welchen es nothwendig ist, die Bewegung einer Maschine zu moderiren oder zu vernichten. Wenn eine solche Aenderung der Bewegung schon bei manchen Maschinen während des Beharrungszustandes ihrer Bewegung, als durch den Arbeitsproceß bedingt, erforderlich ist, so ist sie um so mehr bei Maschinen nothwendig, bei welchen es unmöglich ist, durch Regulirung der Wirkung der bewegenden Kraft oder des Widerstandes der steten Beschleunigung ihrer Massen vorzubeugen. In diesen Fällen muß man daher mit den Maschinen Mechanismen in Verbindung bringen, vermittelst denen, je nach Bedarf, die Geschwindigkeit der Bewegung moderirt oder ganz aufgehoben werden kann, und die man **Moderatoren** nennt. Die am häufigsten angewendeten und zweckmäßigsten Moderatoren sind die Bremsmoderatoren, **Bremsen** genannt, und von diesen die **Backen-** und **Bandbremsen** die wichtigsten.

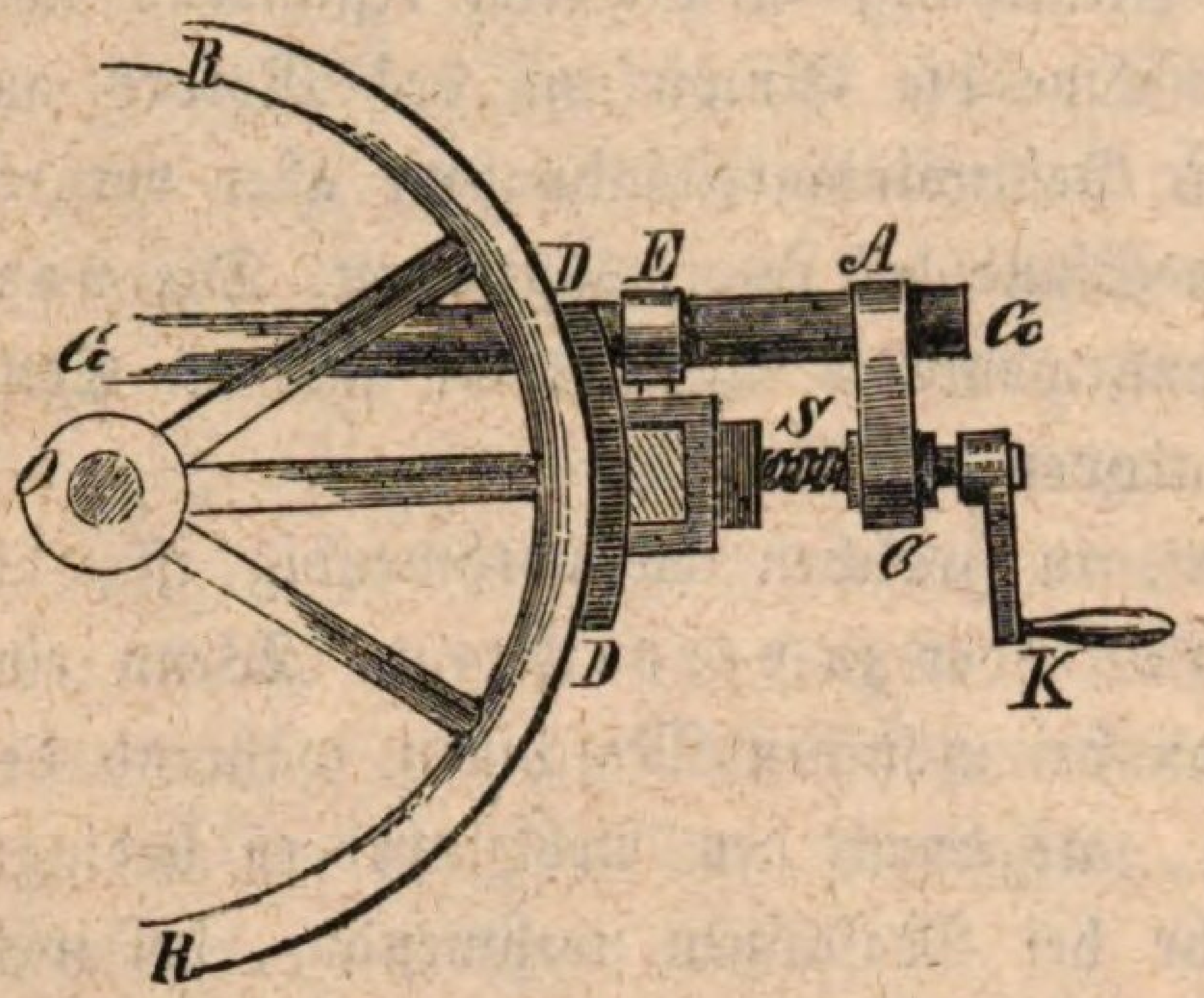
1. Moderatoren.

§. 179. Princip der Brems-Moderatoren. Das Princip, auf welchem alle Brems-Moderatoren beruhen, besteht darin, daß man einen festen Körper, (z. B. ein Holz- oder Eisenstück, ein Seil oder ein Band u. s. w.) gegen den Umfang eines rotirenden, auf der zu regulirenden Achse angebrachten Maschinenbestandtheiles (eines Rades, einer Rolle, einer Trommel) mit einer solchen Intensität andrückt, daß die dadurch an seinem Umfange entstehende Reibung einen Widerstand verursacht, welcher der Bewegung der Maschine entgegenwirkend, diese, je nach der Intensität des ausgeübten Druckes bloß zu moderiren oder aber zu vernichten vermag. Da diesem gemäß die Bremsen stets einen großen Theil des Effectes der bewegenden Kraft absorbiren, so muß man sich ihrer nur dann zur Regulirung der Bewegung einer Maschine bedienen, wenn andere Mittel zur Erreichung dieses Zweckes nicht genügen, oder aber nicht angewendet werden können.

a. Backenbremsen.

§. 180. Beschreibung einer Backenbremse für gewöhnliche Fuhrwerke. Fig. 138 zeigt eine Backenbremse für Fuhrwerke auf gewöhnlichen Straßen, auch Schleifzeug genannt. **R R** ist das eine der beiden sich bei der Fortbewegung des Fuhrwerkes um die Achse **O** drehenden Räder, **G G** ein Theil des Wagengestelles, an dem unverrückbar ein Querstück **A C** befestiget ist, in welchem sich die Mutter für die Druckschraube **S** befindet. Diese ist an ihrem äußeren Ende mit einer Kurbel **K** versehen, an dem den Wagenrädern zugekehrten Ende aber mit einem Halsringe drehbar in der Mitte des Bremsbaumes **B**, welcher unter dem Wagengestelle quer über die ganze Breite des Wagens geht, eingesetzt. Vermittelst eiserner Biegel **E**, welche an dem Wagengestelle leicht verschiebbar sind, läßt sich sonach der Bremsbaum durch eine vor- oder rückgängige Drehung der Schraube gegen die Räder oder von diesen ab verschieben. An den Stellen, an welchen der Bremsbaum an den Rädern liegt, ist derselbe mit zwei eisernen, der Krümmung der Räder entsprechend geformten Backen **D D** armirt, welche sich an den Umfang der Räder bei einer vorgängigen Drehung der Schraube unter einem gewissen Drucke anlegen, wodurch die rollende Bewegung der Räder in eine ganz oder theilweise gleitende, somit der nur geringe Widerstand der rollenden Reibung ganz oder theilweise in den größeren der gleitenden Reibung verwandelt und dadurch die Bewegung des Fuhrwerkes beim Bergabwärtsfahren moderirt, also einer gefährlichen Beschleunigung vorgebeugt wird.

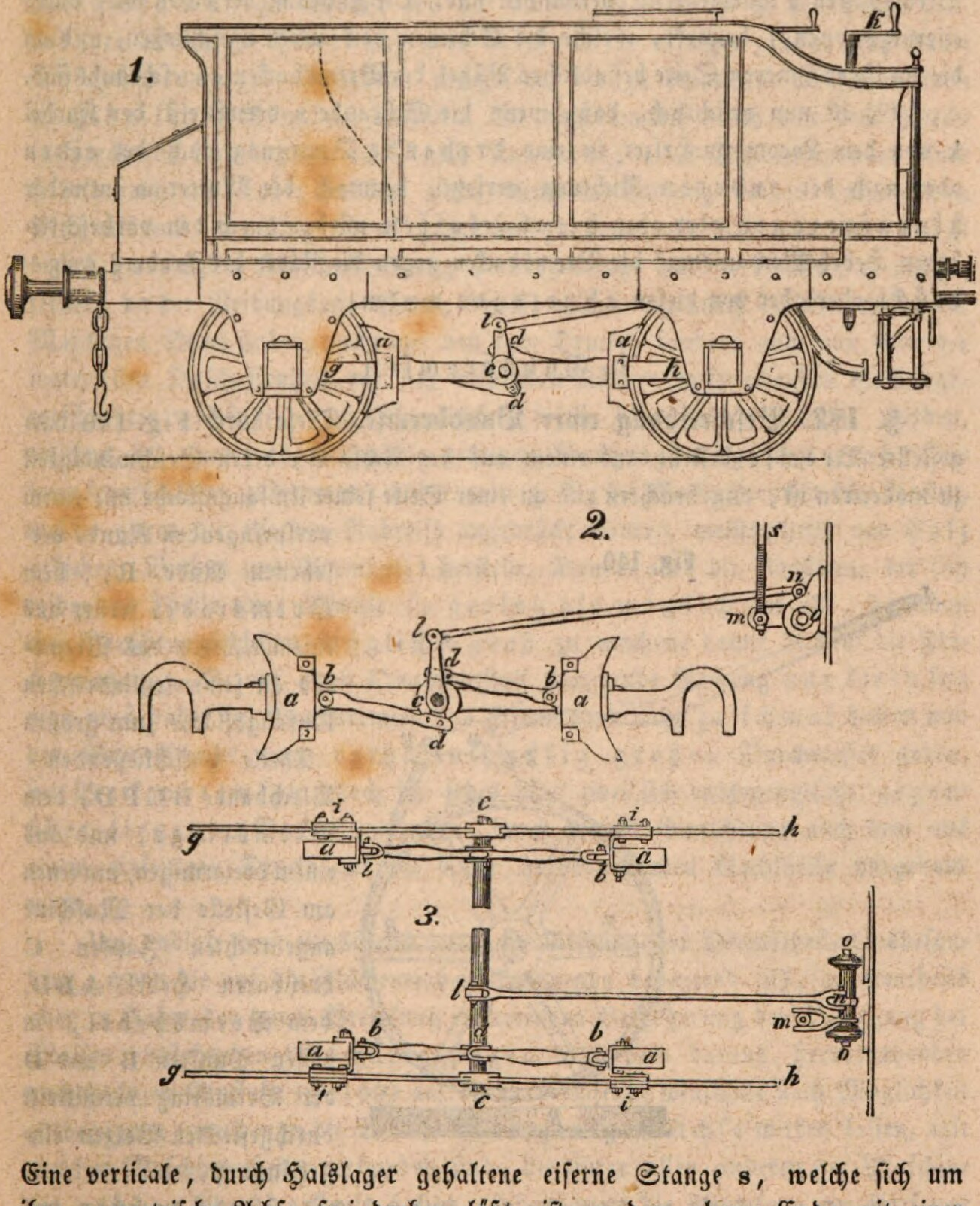
Fig. 138.



Anmerkung. Dieser Mechanismus bietet den großen Vortheil dar, daß das Fuhrwerk beim Bergabwärtsfahren zum Behufe der Hemmung nicht in Stillstand gebracht zu werden braucht, wie dieses z. B. bei den Hemmschuhen der Fall ist, und daß man demselben durch eine geeignete Hebelverbindung eine Einrichtung zu geben im Stande ist, durch welche die Hemmung von dem Sitze des Fuhrmannes bewirkt werden kann. Ein weiterer Vortheil der Backenbremse für Fuhrwerke besteht darin, daß man den Widerstand der Reibung auf dem Umfange der Wagenräder je nach der größeren oder geringeren Last, welche transportirt wird, und je nach der größeren oder geringen Neigung der Straße beliebig verändern kann, während dieses bei den Hemmschuhen, bei welchen die Größe des Widerstandes der Reibung nur allein von der Belastung des Fuhrwerkes abhängt, nicht der Fall ist.

§. 181. Beschreibung einer Backenbremse für Eisenbahnwägen. Durch Fig. 139, 1, 2 und 3 ist die *Backenbremse* eines *Tenders* in einer Längenansicht desselben (Fig. 139, 1), so wie in einer Längen- (Fig. 139, 2) und einer oberen Ansicht (Fig. 139, 3) des Bremsmechanismus dargestellt.

Fig. 139.



Eine verticale, durch Halslager gehaltene eiserne Stange s, welche sich um ihre geometrische Achse frei drehen läßt, ist an dem oberen Ende mit einer Kurbel k, und an ihrem unteren Ende mit einem Schraubengewinde versehen, dessen Mutter m innerhalb des gabelförmig geformten Endes eines auf der kurzen Achse o o angebrachten Hebelarmes m o in Zapfen drehbar eingehängt ist. Auf derselben Achse befindet sich unter einem rechten Winkel gegen den ersteren ein zweiter Hebelsarm n o, mit welchem eine nahezu horizontal liegende

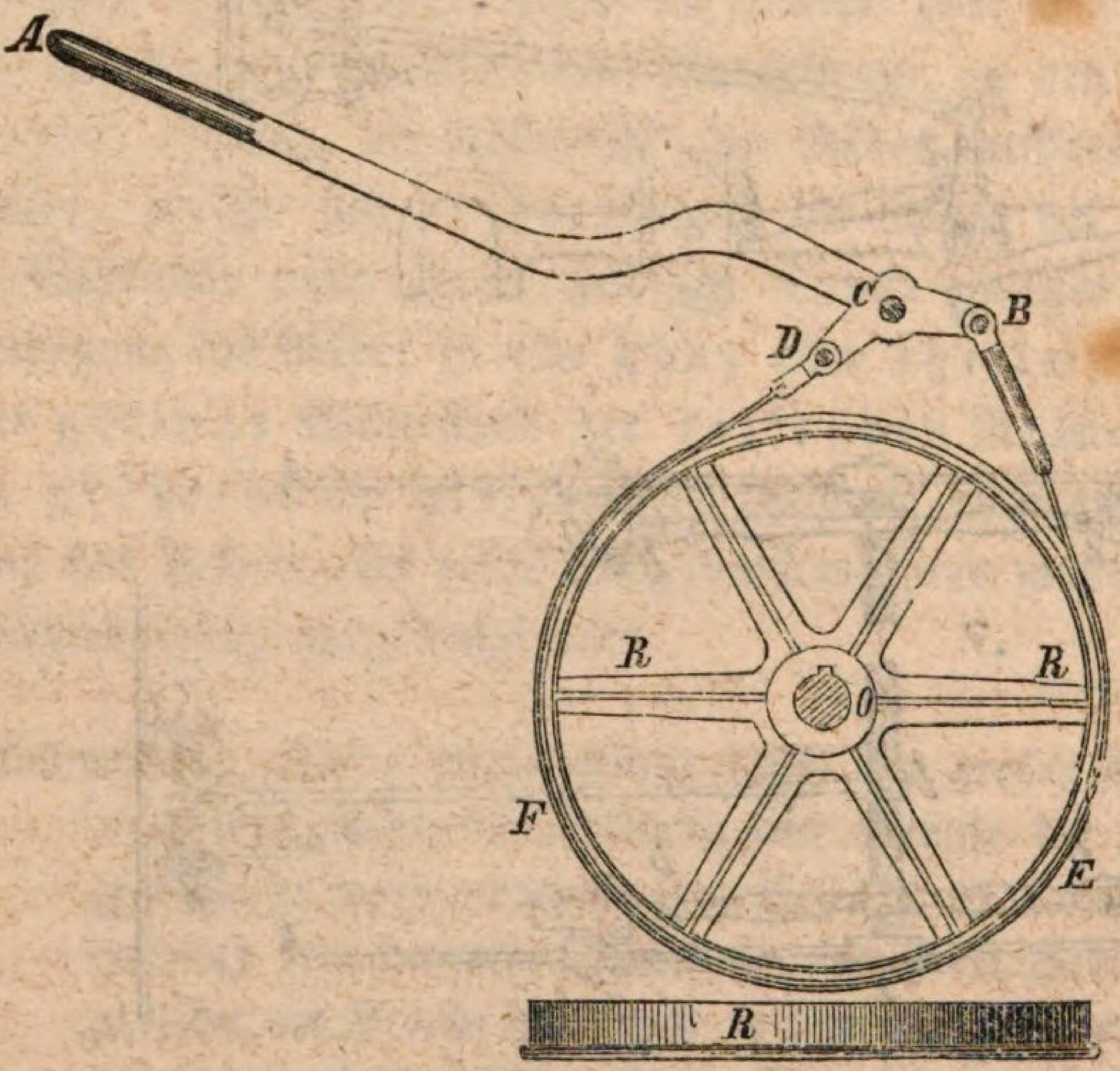
und ziemlich lange Zugstange nl charnierartig verbunden ist, die mit ihrem zweiten Ende auf einen an der Achse cc angebrachten Hebelsarm cl einwirkend, diese um einen Winkel zu drehen vermag. An der nämlichen Achse sind zwei einander entgegengesetzt liegende Hebelarme cd befestiget, welche durch Druckstangen bd mit den hölzernen, an den eisernen Schienen gh geführten Bremsbacken a charnierartig verbunden sind. Die Führung derselben wird durch eiserne Lappen i bewirkt, welche die Schienen von außen umschließen, und an die an ihrer inneren Seite befindlichen Bügel der Bremsbacken angeschraubt sind.

Es ist nun ersichtlich, daß, wenn die Schraube s vermittelst der Kurbel k von dem Locomotiv-Heizer in eine drehende Bewegung nach der einen oder nach der anderen Richtung versetzt, demnach die Mutter m entweder hinaufgezogen oder aber herabgelassen wird, durch den vorbeschriebenen Hebel-Mechanismus die Bremsbacken gegen die Räder des Tenders angedrückt oder aber von diesen abgezogen werden.

b. Bandbremsen.

§. 182. Beschreibung einer Bandbremse. Diese durch Fig. 140 dargestellte Bremse besteht aus einem auf der Achse O, deren Geschwindigkeit zu moderiren ist, angebrachten und an einer Seite seiner Umfangsfläche mit einem vorspringenden Rande versehenen Rade R, dem Bremsrade, ferner aus einem eisernen das Bremsrad an seiner cylindrischen Umfangsfläche zum großen Theile umschließenden Blechbande BEFD, dem Bremsringe, und aus einem dreiarmigen, um einen am Gestelle der Maschine angebrachten Zapfen C drehbaren Hebel ABD, dem Bremshebel, in dessen Punkten B und D der Bremsring vermittelst durchgesteckter Bolzen eingehängt ist.

Fig. 140.



Es ist nun leicht zu begreifen, daß durch das Herabdrücken des Hebelendes A sich die Punkte B und D des Hebels in zwei entgegen gesetzt gerichteten Bögen bewegen müssen, wodurch der Bremsring gespannt, und an den Umfang des Bremsrades angedrückt wird. Auch ist zu ersehen, daß wegen dem gleichzeitig Statt findenden Anziehen der beiden Bremsringenden schon eine geringe Winkelbewegung des Hebelsarmes AC hinreicht, um die

nöthige Größe der Spannung des Bremsringes hervorzubringen. — Diese Bremse wird vorzugsweise bei den zum Heben und Herablassen der Lasten bestimmten Maschinen, als: den Winden, Krahnen u. s. w. angewendet.

§. 183. Bemerkungen rücksichtlich der Anwendung der Bremsen.

Jede zweckmäßige Bremse soll auf eine leichte Weise zu handhaben sein, und ihre Wirkung schnell und mit Sicherheit erfolgen, ohne daß dabei Erschütterungen entstehen, welche auf die zu bremsende Maschine einen nachtheiligen Einfluß ausüben. Es muß demnach durch eine dem Zwecke entsprechende Anordnung, also durch Anwendung einer Schraube, oder einer Hebelvorrichtung, oder endlich eines durch Verbindung beider entstehenden Mechanismus der nöthige Druck gegen das zu bremsende Rad mit einer möglichst geringen Kraftanstrengung hervorgebracht werden können; es müssen ferner, da der Reibungswiderstand, durch welchen eigentlich die Bremsung der Maschinen Statt findet, nicht nur von dem Drucke, sondern auch von dem der materiellen Beschaffenheit der sich reibenden Körper entsprechenden Reibungscoefficienten abhängt, nach Thunlichkeit solche Materialien gewählt werden, welchen, bei einer verhältnißmäßig geringen Abnützung, möglichst große Reibungscoefficienten zukommen, daher man z. B. bei Backenbremsen die Backen, welche gegen die eisernen Radreife angedrückt werden, meistentheils von Holz (Eichen, Buchen und Ulmenholz) herstellt. Damit aber die Abnützung der sich reibenden Theile einer Bremse so gering als möglich ausfalle, hat man ihre Berührungsflächen möglichst groß zu machen, damit die auf die Flächeneinheit z. B. auf einen Quadrat-Zoll kommende Reibung nur klein sei; man muß daher bei Bandbremsen das Bremsband nicht zu schmal halten und der Bremsscheibe einen verhältnißmäßig großen Durchmesser geben, bei Backenbremsen jedoch für jedes Rad zwei sich entgegengesetzt gegenüber liegende Backen anwenden, durch welche Einrichtung auch dem aus einem einseitigen Drucke auf die Achse hervorgehenden Nachtheile vorgebaut wird.

Um endlich den einestheils durch die Reibung der Bremstheile (insbesondere, wenn die auf die Flächeneinheit kommende bedeutend ist), anderentheils aber in Folge der durch Bremsung eintretenden Verzögerung der Bewegung der Massen entstehenden Erschütterungen und dem daraus hervorgehenden nachtheiligen Einfluße (§. 100) auf die zu bremsende Maschine nach Möglichkeit zu begegnen, muß man die Bremse an derjenigen Achse wirken lassen, mit welcher Maschinentheile verbunden sind, die unter allen anderen der Maschine die größte lebendige Kraft haben, indem man die Bremsung am Umfange dieser Theile selbst, oder aber, wie dieses am häufigsten der Fall ist, an einer Bremsscheibe vornimmt, welche auf derselben Achse angebracht ist.

Anmerkung. Außer den obbeschriebenen Bremsen wendet man auch noch, wenn gleich seltener, Glieder- oder Kettenbremsen, Seil-, Drath- oder Gurtbremsen, Excentrikbremsen und Kegelbremsen an, welche sämmtlich ebenfalls durch Rei-

bung wirken. — Zu den Moderatoren zählt man auch den durch den Widerstand der Luft wirkenden Windfang oder das Flügelrad, welches bei den Schlagwerken der Uhren, bei Spieluhren, bei den Bratenwendern u. s. w. und überhaupt dort angewendet wird, wo man durch ein Gewicht oder durch eine andere constante Kraft während einer kurzen Zeit eine gleichförmige Bewegung erzielen will, ferner den Fallschirm der Luftschiffer, und die sogenannten Uhrenhemmungen (Ankerhemmung, Cylinderhemmung u. s. w.), deren Wirkung darin besteht, daß sie den Einfluß eines herabziehenden Gewichtes oder einer gespannten Stahlfeder auf Beschleunigung des Uhrwerkes durch eine von Zeit zu Zeit, aber regelmäßig eintretende Unterbrechung vernichten, diese daher nöthigen, demselben nach jeder Unterbrechung neuerdings Bewegung mitzutheilen, und auf diese Weise einen gleichförmigen Gang des Uhrwerkes hervorbringen.

2. Egalisatoren.

a. Schwungräder.

§. 184. Erklärung. Beschreibung derselben. Ein aus einem schweren Radkranze — dem Schwungringe — und aus einer Anzahl von Armen, welche diesen mit einer Nabe verbinden, bestehendes, auf einer horizontalen Achse — der Schwungradachse oder Schwungradwelle — vermittelst der letzteren aufgebrachtes und auf ihr durch Keile befestigtes Rad, welches, in drehende Bewegung versetzt, durch seine Schwungkraft zur Ausgleichung der während der Rotation der Achse eintretenden Geschwindigkeitsänderungen dient, nennt man ein **Schwungrad**. Die Schwungräder werden 1. zur Ausgleichung der Ungleichförmigkeiten der Bewegung, welche bei der Anwendung der Kurbel (dem §. 160 zu Folge) entstehen müssen, also z. B. bei den feststehenden Dampfmaschinen u. s. w., und 2. zur Regulirung der Bewegung aller rotirenden Maschinen, bei welchen der Widerstand durch die Beschaffenheit des Rohstoffes und die Art und Weise der Bearbeitung desselben veränderlich ist, wie z. B. der Hammerwerke, der Walzwerke, der Nietmaschinen u. s. w. angewendet, und gewöhnlich aus Gußeisen ausgeführt.

Fig. 141.

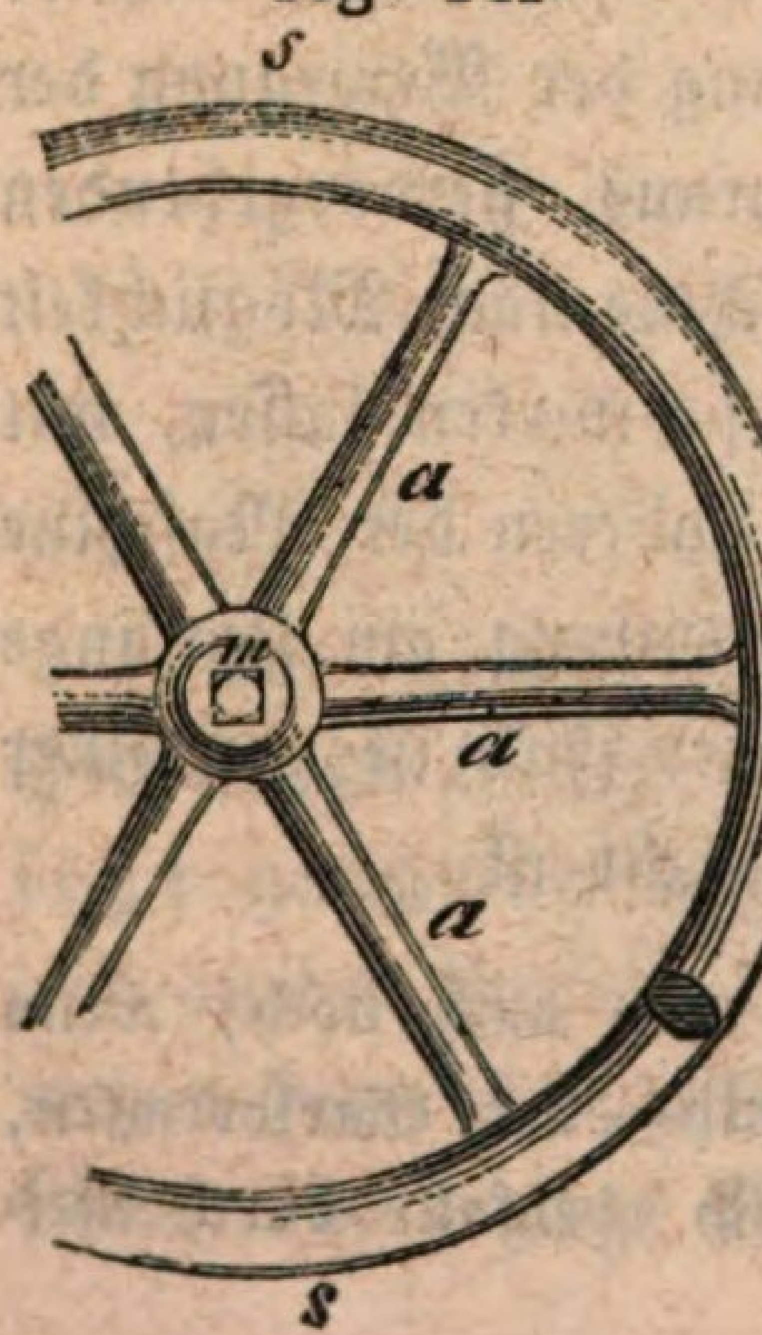
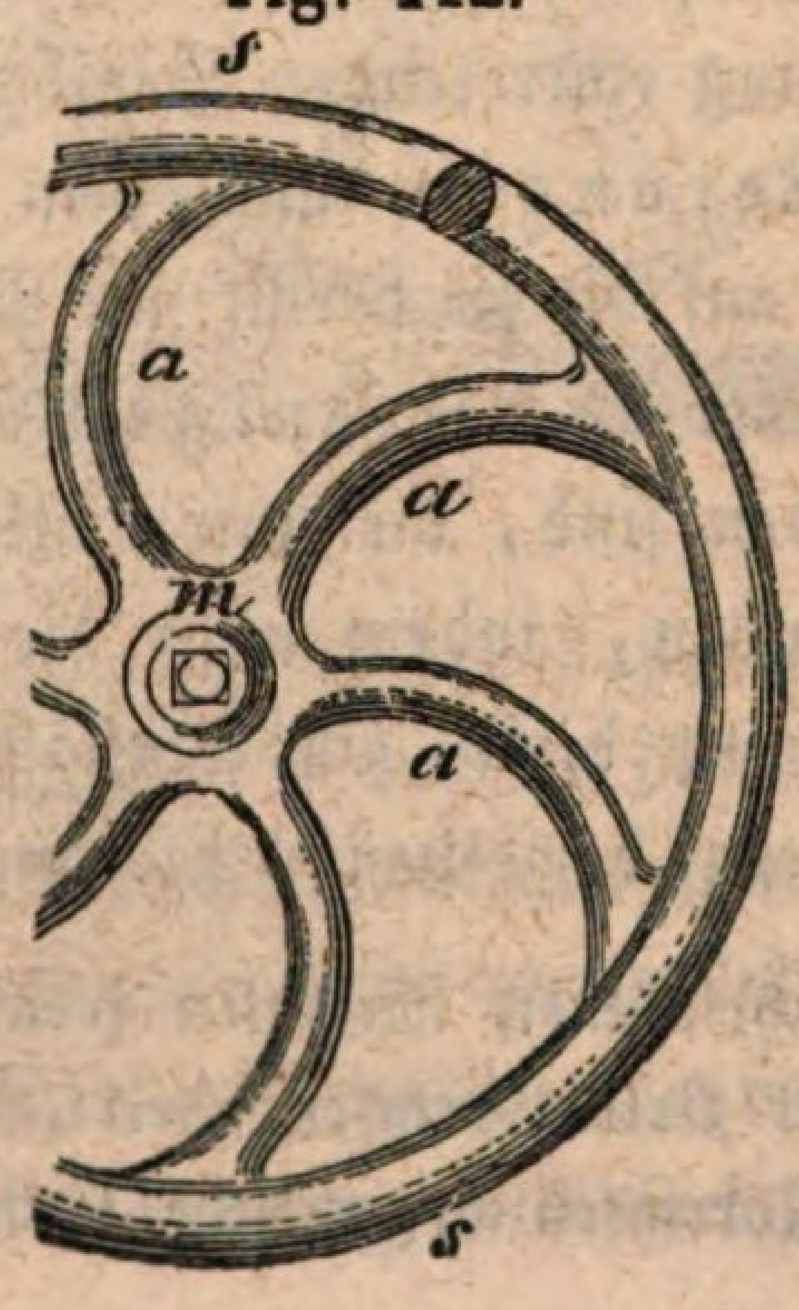


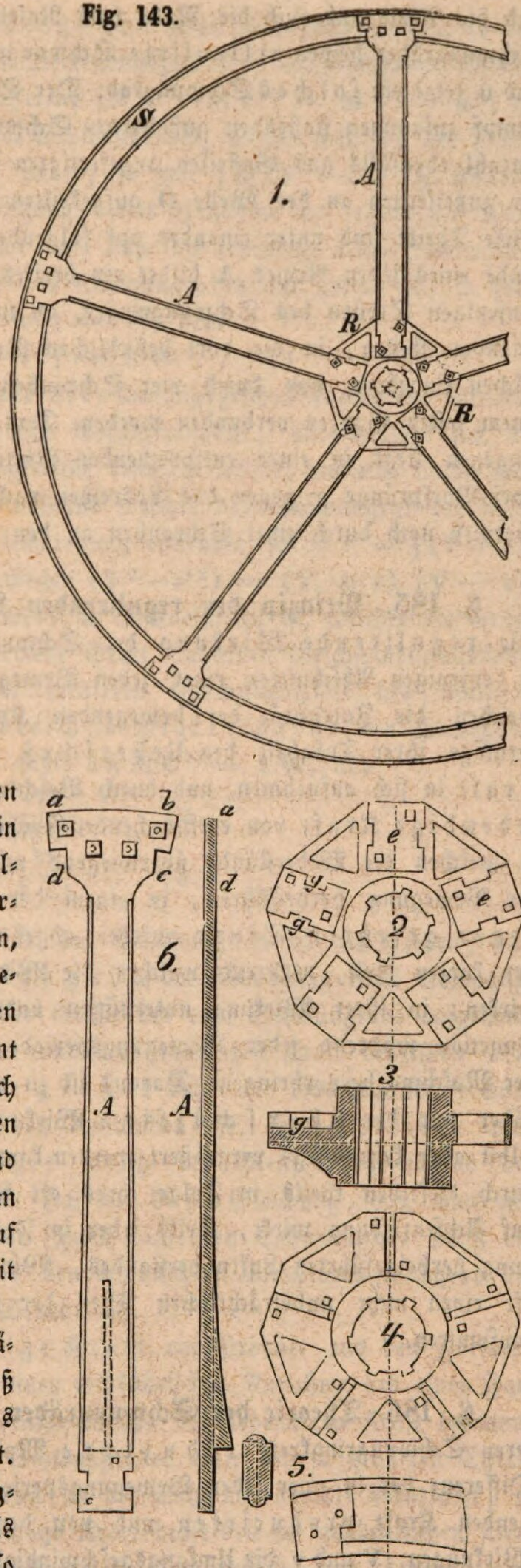
Fig. 142.



Kleine Schwungräder bis 10 Fuß Durchmesser gießt man in einem Stücke. Fig. 141 stellt ein solches Schwungrad mit geraden, Fig. 142 aber mit gekrümmten Armen vor, durch welche Anordnung die aus dem ungleichen Zusammenziehen einer größeren (der Schwungringmasse) und einer kleineren Masse (der Arme) bei dem Erkalten nach dem Guße entstehenden

Nachtheile, schädliche Spannungen nämlich oder gar Risse vermieden werden. In beiden Figuren ist mit S der Schwungring, mit a die Arme und mit m die Nabe bezeichnet. Sowohl der Schwungring als auch die Arme erhalten meistentheils einen elliptischen Querschnitt, um den Luftwiderstand nach Möglichkeit zu vermindern.

Fig. 143.



Größere Schwungräder müssen zur Vermeidung der Nachtheile, welche durch das ungleiche Zusammenziehen ihrer Theile bei dem Erkalten nach dem Guße entstehen könnten, in zwei oder drei Stücken gegossen werden. In einem solchen Falle gießt man entweder den Schwungring mit den Armen in einem Stücke, und die Nabe, welche aus einem über dieselbe hervorstehenden und mit entsprechenden, zur Aufnahme der Armenden bestimmten Vertiefungen versehenen Kranze besteht und **Rosette** genannt wird, wieder besonders, oder aber auch umgekehrt, oder man stellt den Schwungring in zwei Theilen und die Nabe mit den Armen in einem Stücke her und verbindet hierauf diese Theile auf geeignete Weise mit einander.

Sehr große Schwungräder, deren Durchmesser 15 Fuß übersteigt, werden aus mehr als drei Stücken zusammengesetzt. Bei diesen besteht der Schwungring aus eben so viel Stücken als Arme vorhanden sind; eben so

sind die Arme und auch die Nabe (als Rosette) besonders gegossen. Solche Schwungräder heißen *articulirte* Schwungräder. Fig. 143, 1, 2, 3, 4, 5 und 6 zeigt ein *solches* Schwungrad. Der Schwungring SS besteht aus fünf stumpf zusammen stoßenden gußeisernen Schwungringstücken, aus einer gleichen Anzahl ebenfalls aus Gußeisen angefertigten Armen A (Fig. 1, 6), und aus der gußeisernen an der Welle O aufgekeilten Rosette RR (Fig. 2, 3 und 4). Diese Theile sind unter einander auf folgende Weise verbunden: Das obere Ende eines jeden Armes A bildet ein breites Blatt abcd, mit dem sie an denjenigen Stellen des Schwungringes, an welchen die Schwungringstücke an einander stoßen, in die dort befindlichen Vertiefungen (Fig. 5) als Lagerflächen eingelegt, und durch vier Schrauben mit den Schwungringstücken zu einem festen Ganzen verbunden werden. Das untere Ende eines jeden Armes hingegen liegt in einer entsprechenden Vertiefung e der Rosette, ist durch zwei Vorsprünge g gegen das Losreißen nach radialer Richtung gesichert und überdieß noch durch zwei Schrauben an den Rosettenkranz befestiget.

§. 185. **Prinzip der regulirenden Wirkung der Schwungräder.** Die *regulirende Wirkung* der Schwungräder beruht darauf, daß sie in denjenigen Abschnitten einer jeden Bewegungsperiode einer Maschine, in welchen die Intensität der bewegenden Kraft die Widerstände übertrifft, vermöge ihrer Trägheit den *Ueberschuß* an *Wirkung* der bewegenden *Kraft* in sich aufnehmen, und durch Beschleunigung ihrer Schwungmassen in *lebendige Kraft* von entsprechender Größe verwandeln, hingegen in jenen, in welchen die Widerstände überwiegend wirken, folglich eine Verzögerung der Bewegung herbeiführen, in einem der Wirkung der Widerstände *entgegen gesetzten Sinne* wieder abgeben, also die bewegende Kraft in der kurzen Zeit, während welcher die Widerstände mit größerer Intensität wirken, in ihrer Wirkung unterstützen und durch *Wiederholung* dieser Function während jeder Bewegungsperiode eine gleichförmigere Bewegung der Maschine hervorbringen. Daraus ist zu ersehen, daß durch die Schwungräder nur die *überschüssige* Wirkung der Kraft angesammelt, diese selbst aber keineswegs vergrößert werden kann, und zwar um so weniger, als durch dieselben theils in Folge ihres oft beträchtlichen Gewichtes, welches auf Achsenreibung wirkt, theils aber in Folge des durch die schnelle Bewegung herbeigeführten Luftwiderstandes, Widerstände erzeugt werden, welche oft einen nicht unbeträchtlichen Theil der Wirkung der bewegenden Kraft consumiren.

§. 186. **Theorie der Schwungräder.** Bezeichnet M die auf den mittleren Schwungringkreis *reduzirte* Masse eines Schwungrades, W die Differenz der in einer jeden Bewegungsperiode der Maschinen von der bewegenden Kraft *producirten* und von den Widerständen *consumirten* Wirkungen, V und v die Umfangsgeschwindigkeiten des *mittleren* Schwung-

ringkreises am Ende und am Anfange einer jeden Bewegungsperiode, so sind MV^2 und Mv^2 die diesen beiden Bewegungszuständen entsprechenden lebendigen Kräfte, und es gibt die Differenz $[MV^2 - Mv^2] = M[V^2 - v^2]$ die Zunahme an lebendiger Kraft des Schwungrades, welche während der Dauer einer Bewegungsperiode Statt findet, so wie $\frac{1}{2}M[V^2 - v^2]$ (§. 68) die Wirkung, welche zur Hervorbringung dieser Zunahme an lebendiger Kraft erforderlich ist. Nimmt man nun an, daß die lebendige Kraft sämmtlicher Massen der Maschine gegen jene des Schwungrades nur gering ist, so kann man näherungsweise $\frac{1}{2}M(V^2 - v^2) = W$, oder

$$M(V^2 - v^2) = 2W \ . \ . \ . \ (1$$

setzen. Nennt man ferner C die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des mittleren Schwungringkreises, d. i. diejenige Geschwindigkeit, mit welcher sich ein Punkt des mittleren Schwungringkreises bewegen müßte, um eine Umdrehung in derselben Zeit zu vollenden, während welcher das Schwungrad bei seiner ungleichförmigen Bewegung eine Umdrehung vollendet, so ist $C = \frac{1}{2}(V + v)$, und es folgt aus Gleichung 1, wegen $(V^2 - v'^2) = (V + v)(V - v)$, wenn man $(V - v) = kC$ setzt, wobei k ein Coefficient ist, welcher die Größe der in einer jeden Bewegungsperiode Statt findenden Geschwindigkeitsänderung durch einen Bruchtheil der mittleren Geschwindigkeit des mittleren Schwungringkreises, also den Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung im Beharrungszustande derselben mißt, $2kMC^2 = 2W$, und

$$k = \frac{W}{MC^2} \ . \ . \ . \ (2,$$

$$\text{so wie } M = \frac{W}{kC^2} \ . \ . \ . \ (3.$$

§. 186. **Folgerungen.** Aus der Gleichung 2 ist zu ersehen, daß der den Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung eines Schwungrades bestimmende Coefficient k der Größe der vom Schwungrade aufgenommenen Wirkung W direct, der mittleren lebendigen Kraft desselben aber verkehrt proportional ist. Je größer daher die lebendige Kraft eines Schwungrades unter sonst gleichen Umständen ist, desto kleiner wird der Coefficient k, desto größer sonach der Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung desselben. Auch ergibt sich aus dieser Gleichung, daß man mit einem entsprechend schweren und schnell laufenden Schwungrade selbst bei einem bedeutenden Werthe von W den erwünschten Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung herbei zu führen im Stande ist.

Nun ist aber die lebendige Kraft ein Product aus den Factoren M und C bestehend, so daß bei einer willkührlichen Annahme des einen Factors, der andere durch die erforderliche Größe der lebendigen Kraft bestimmt ist. Da aber das Gewicht eines Schwungrades einen um so größeren Effectverlust in Folge der Zapfenreibung an der Schwungradachse verursacht, je größer es ist, überdieß die lebendige Kraft desselben im quadratischen Verhältniße der Geschwindigkeit wächst, so ist es ersichtlich, daß es unter sonst

gleichen Umständen vortheilhafter ist, dem Schwungrade den erforderlichen Grad der Regulirungsfähigkeit durch Vergrößerung der Umfangsgeschwindigkeit, als durch Vergrößerung seines Gewichtes zu ertheilen, nur darf die Geschwindigkeit eine gewisse durch die Festigkeit des zu einem Schwungradringe verwendeten Materiales bedingte Grenze nicht überschreiten, weil mit ihrer Zunahme auch die Größe der Centrifugalkraft (im quadratischen Verhältniße), folglich auch die Gefahr des Zerreißens des Schwungradringes wächst. In dieser Beziehung zeigt die Rechnung, daß man mit der Umfangsgeschwindigkeit eines Schwungrades Sicherheits halber nie über 100 Fuß hinaus gehen solle.

Da ferner die mittlere lebendige Kraft eines Schwungrades auch durch $w^2 M R^2$ (wegen $C = w R$) gemessen werden kann, wobei w die Winkelgeschwindigkeit der Bewegung desselben und R den Halbmesser des mittleren Schwungringkreises bezeichnet, so folgt, daß der Grad der Regulirungsfähigkeit eines Schwungrades unter sonst gleichen Umständen wohl mit dem Gewichte desselben zunimmt, daß es aber mit Rücksicht auf den durch Zapfenreibung entstehenden Effectverlust und in Anbetracht des Umstandes, daß die lebendige Kraft des Schwungrades im quadratischen Verhältniße des Halbmessers zunimmt, vortheilhafter ist, demselben den größeren Grad der Regulirungsfähigkeit durch Vergrößerung des Halbmessers des mittleren Schwungringkreises und einer entsprechenden Verminderung des Gewichtes bei der nämlichen Winkelgeschwindigkeit, als umgekehrt, zu verleihen, wobei jedoch der Halbmesser nie so groß werden darf, daß die Umfangsgeschwindigkeit des mittleren Schwungringkreises das vor angegebene größte Maß überschreitet. Endlich ergibt es sich aus dem obigen Ausdrucke, daß die lebendige Kraft eines Schwungrades, folglich auch der Grad seiner Regulirungsfähigkeit bei gleichem Gewichte und gleicher Größe desselben mit der Winkelgeschwindigkeit seiner Bewegung, also auch mit seiner Umfangsgeschwindigkeit im quadratischen Verhältniße zunimmt.

§. 188. **Weitere Folgerungen.** Aus der Gleichung 3 erhellet, daß das Gewicht eines Schwungrades in einem geraden Verhältniße zu der Größe der von ihm in jeder Bewegungsperiode aufgenommenen Wirkung und im verkehrten zu dem Producte aus dem Coefficienten k in das Quadrat der mittleren Geschwindigkeit des mittleren Schwungringkreises stehen soll. Da jedoch die Größe der vom Schwungrade aufgenommenen Wirkung, (als Differenz der von der bewegenden Kraft producirten und von den Widerständen consumirten Wirkungen), von der Natur der bewegenden Kraft und des Nutzwiderstandes abhängt, dieser letztere aber sich bei den verschiedenen mechanischen Arbeiten auf verschiedene Weise äußert, wodurch auch in jedem speciellen Falle verschiedene bald größere und bald kleinere Geschwindigkeitsänderungen eintreten, welche durch das Schwungrad je nach Umständen bis zu einem größeren oder geringeren Gleichförmigkeitsgrade ausgeglichen werden sollen, so folgt, daß es nicht möglich ist eine allgemeine Formel aufzustellen, nach welcher in allen Fällen die Gewichte der Schwungräder bestimmt werden könnten, sondern daß die Bestimmung der-

selben in jedem speciellen Falle besonders vorgenommen und man dabei auf die Natur des Motors und seine Wirkungsweise, auf die Beschaffenheit des Nutzwiderstandes, auf den geometrischen Zusammenhang der Arbeitsmaschine, auf die zulässige Abweichung von der mittleren Geschwindigkeit der Bewegung u. s. w. gehörige Rücksicht nehmen muß. So kann z. B. das Schwungrad einer Sägemühle nicht auf eben die nämliche Weise wie das eines Gebläses, oder eines Pochwerkes, oder einer Dampfmaschine u. s. w. berechnet werden, weil die mechanischen Arbeiten einer Säge, eines Gebläses, einer Stampfe u. s. w. sowohl rücksichtlich der Beschaffenheit des Widerstandes, als auch bezüglich des zur Erzielung eines guten Arbeitsproductes erforderlichen Gleichförmigkeitsgrades der Bewegung sehr verschieden sind. Auch kann das Gewicht des Schwungrades nur in jenen Fällen durch Rechnung genau bestimmt werden, in welchen die Ungleichförmigkeiten der Bewegung durch bekannte periodisch wiederkehrende Widerstände, wie z. B. bei der Kurbelbewegung, hervorgebracht werden, wo hingegen wenn die Ungleichförmigkeiten der Bewegung durch unregelmäßig wirkende Widerstände veranlaßt werden, eine genaue Bestimmung des Schwungradgewichtes durch Rechnung unmöglich ist.

Anmerkung 1. Aus der Formel 3 ersieht man, daß es unmöglich ist, vermittelst eines Schwungrades eine vollkommene Ausgleichung der Ungleichförmigkeit der Bewegung herbeizuführen, weil für diese Forderung $V = v$, also $V - v = kC = o$, und demnach das Gewicht des Schwungrades unendlich groß sein müßte.

Anmerkung 2. Bezeichnet G das auf den mittleren Schwungringkreis reduzirte Gewicht eines Schwungrades in Pfunden, C die mittlere Geschwindigkeit eines Punktes im Umfange dieses Kreises in Fußen, N den Effect der Betriebsmaschine in Pferdekräften, n die Umdrehungszahl des Schwungrades in einer jeden Minute, k den früher (§. 186) erwähnten, und den Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung messenden, $\varkappa$ aber einen für alle Maschinen derselben Art constanten Coefficienten, so hat man sich zur Bestimmung des Schwungradgewichtes der Gleichung

$$G C^2 = \varkappa \frac{N}{k n} \quad . \; . \; . \; . \; (4$$

zu bedienen, wenn die Arbeitsmaschinen, welche durch eine Betriebsmaschine getrieben werden, einen vollkommen oder mindestens einen nahe zu unveränderlichen Widerstand verursachen.

Der Werth des Coefficienten k, welcher sich mit dem Grade der Gleichförmigkeit, den das Schwungrad hervorbringen soll, ändert, hängt ab von dem Zwecke, zu welchem das Schwungrad bestimmt ist, von der Constitution der Arbeitsmaschinen, deren Gang dasselbe reguliren soll, von der Natur der mittelst derselben zu erzeugenden Producte, u. s. w. Der Erfahrung gemäß hat man für k folgende Werthe zu nehmen:

$k = \frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{30}$ für Arbeitsmaschinen, welche keine große Gleichförmigkeit der Bewegung erfordern, als z. B. für Pumpwerke, Mahlmühlen u. s. w.

$k = \frac{1}{30}$ bis $\frac{1}{40}$ für Arbeitsmaschinen, welche ziemlich gleichförmig arbeiten sollen, wie z. B. für Spinnmaschinen für niedere Garnnummern u. s. w., und endlich

$k = \frac{1}{40}$ bis $\frac{1}{60}$ für Arbeitsmaschinen, welche einen hohen Grad von Gleichförmigkeit erfordern, wie z. B. für Spinnmaschinen für hohe Garnnummern, für Maschinenwebstühle, Papiermaschinen u. s. w.

Für Dampfmaschinen nimmt man gewöhnlich $k = \frac{1}{32}$.

Endlich hat man

$\varkappa = 440838$ bei Maschinen mit einer einfach wirkenden Kurbel, auf welche ein constantes Gewicht wirkt, und

$\varkappa = 84184$ bei Maschinen mit einer doppelt wirkenden Kurbel zu setzen.

Soll eine Arbeitsmaschine durch eine doppelt wirkende Dampfmaschine getrieben werden, so hat man, wenn $\mathfrak{k}$ das Verhältniß zwischen der Länge der Kurbel und jener der Schubstange, und ε den Expansions-Coefficienten, d. i. die Zahl, welche angibt, wie oftmal der Dampf sich im Cylinder ausdehnt, bezeichnet,

$$\varkappa = 84184\,[0{\cdot}77 + 0{\cdot}23\,\varepsilon - 0{\cdot}017\,\varepsilon^2]\,(1 + \mathfrak{k})$$

zu setzen.

Das Gewicht der Schwungräder für Arbeitsmaschinen, welche einen veränderlichen Widerstand verursachen, oder bei deren Betriebe Massenstöße vorkommen, muß in jedem speciellen Falle der Natur des Widerstandes entsprechend bestimmt werden. So soll für Sägemühlen das Schwungrad der Erfahrung gemäß ein solches Gewicht bekommen, daß seine lebendige Kraft 10 Mal so groß ist, als der in Fußpfunden ausgedrückte Effect der Betriebsmaschine. Diesem nach ist das Gewicht des Schwungrades aus der Gleichung

$$GC^2 = 133300\,N \;.\;.\;. (5$$

zu berechnen, wobei G, C und N die frühere Bedeutung haben.

Die Schwungräder der Walzwerke haben ein solches Gewicht zu bekommen, daß die Betriebsmaschine 30 bis 60 Secunden wirken muß, bis die normale Geschwindigkeit der Maschine eintritt, so daß man sich zur Bestimmung des Schwungradgewichtes in diesem Falle der Gleichung

$$GC^2 = 26660\,tN \;.\;.\;. (6$$

zu bedienen hat, wobei t die Anlaufszeit der Maschine und C die normale Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades bezeichnet, die anderen Größen aber die nämliche Bedeutung haben, wie oben.

Die Schwungräder der Hammerwerke sollen hingegen der Erfahrung zu Folge so schwer sein, daß die lebendige Kraft des Schwungrades eines Hammers 5 bis 10 Mal so groß ist, als der Effect der Betriebsmaschine. Ist daher E der in Fußpfunden ausgedrückte Nutzeffect, welcher in jeder Secunde zum Betriebe des Hammers nothwendig ist, so hat man zur Bestimmung des Schwungringgewichtes die Formeln:

Für große Stirn-, Aufwerf- und Schwanzhämmer $G C^2 = 316\ E$... (7
Für Aufwerfhämmer zur Luppenarbeit . . . $G C^2 = 310\ E$... (8
Für Schwanzhämmer von 450 Pfund Gewicht $G C^2 = 285\ E$... (9
und für kleine Schwanzhämmer . . . . . . $G C^2 = 221\ E$...(10.

Anmerkung 3. Da in den vorstehenden Formeln G das Gewicht des ganzen Schwungrades auf den mittleren Schwungringkreis reduzirt bezeichnet, ein Schwungrad aber dem §. 184 zu Folge aus einem Schwungringe, aus einer gewissen Anzahl von Armen und einer Nabe (Rosette) besteht, so müßte das Gewicht G auf die einzelnen Theile desselben so vertheilt werden, daß die lebendige Kraft dieses Massensystemes bei einer gegebenen Winkelgeschwindigkeit derjenigen der für den mittleren Schwungringkreis berechneten Masse vollkommen gleich wird. In dieser Beziehung ergibt sich durch Rechnung, daß, wenn man den Einfluß der Nabe auf die lebendige Kraft des Schwungrades wegen ihres geringen Gewichtes gegenüber dem Gewichte der anderen Theile desselben und wegen ihrer nur geringen Umfangsgeschwindigkeit vernachlässiget, das für den mittleren Schwungringkreis berechnete Gewicht G des ganzen Schwungrades $= (G_1 + \frac{1}{3} G_2)$ gesetzt werden kann, wobei G_1 das wirkliche Gewicht des Schwungringes, (den Querschnitt desselben als Rechteck angenommen) und G_2 das wirkliche Gewicht der Arme (als dünne Prismen betrachtet) bezeichnet. — Wird auch noch der Einfluß der in den Armen des Schwungrades sich anhäufenden lebendigen Kraft auf die ausgleichende Wirkung desselben vernachlässiget, und bloß die lebendige Kraft der Schwungringmasse in Betracht gezogen, so hat man sich zur Bestimmung der Querschnittsdimensionen des Schwungringes, unter Voraussetzung eines rechteckigen Querschnittes von der radialen Dimension h und der Breite b in Zollen der Formeln

$$\left.\begin{aligned} h &= 1{\cdot}166 \sqrt{\frac{G}{R}} \\ \text{und } b &= \frac{1}{2}\, h \end{aligned}\right\} \ldots (11,$$

zu bedienen, wobei G die früher angegebene Bedeutung hat, R aber den Halbmesser des mittleren Schwungringkreises in Zollen bezeichnet, welcher von den Localverhältnißen und den durch die Maschine bedingten Umständen abhängt, in jedem Falle aber so groß als möglich zu nehmen ist, wobei jedoch die Umfangsgeschwindigkeit desselben das früher angegebene Maß von 100 Fuß nicht übersteigen darf. Für Dampfmaschinen nimmt man z. B. R = 3 bis 4 Mal der Kurbellänge, für Walzwerke = 12 Mal dem Durchmesser der Schwungradwelle u. s. w.

§. 189. Bemerkungen rücksichtlich der Anwendung der Schwungräder. Da durch die Anbringung eines Schwungrades neue Widerstände in die Maschine eingeführt und dadurch Effectverluste verursacht werden (§. 185), so ist es begreiflich, daß die Anwendung von Schwungrädern in jenen Fällen, in welchen die Arbeitsmaschinen schon an und für sich, d. h. durch den Einfluß der rotirenden Massen der Betriebsmaschinen, oder durch den ihrer eigenen Massen, oder beider zugleich, eine hinreichend gleichförmige Bewegung haben, für ihre Nutzleistung nachtheilig sein würde. Dieses wäre z. B. bei allen Arbeitsmaschinen der Fall, welche durch große und schnell gehende

Wasserräder betrieben werden, und bei denen die Intensität des Widerstandes nicht zu sehr veränderlich ist, wie z. B. bei Pumpwerken, bei Sägemühlen u. s. w., ferner bei Maschinen, welche einen nur wenig veränderlichen Widerstand zu überwinden haben, und welche mit großen und schweren Zahnrädern, mit eisernen Trommeln von großem Durchmesser, oder anderen rotirenden Maschinentheilen von bedeutender Masse versehen sind, wie z. B. bei Mahlmühlen, Schleifmaschinen u. s. w.; wo hingegen Arbeitsmaschinen, bei welchen sich der Widerstand nicht zu sehr ändert, wie Pumpwerke, Sägemühlen u. s. w., wenn sie nicht durch Wasserräder betrieben werden, ein Schwungrad zur Ausgleichung der Bewegungsänderungen bis zu dem erforderlichen Maße benöthigen. Eben so nachtheilig wäre die Anwendung des Schwungrades bei denjenigen Maschinen, welche in Folge des Arbeitsprocesses öfter und plötzlich angehalten werden müssen, oder bei welchen eine unveränderliche Geschwindigkeit der Bewegung nicht eintreten soll, so wie nicht minder bei Achsen, welche eine oscillirende Bewegung haben.

Ist ein Schwungrad zur regelmäßigen Arbeitsverrichtung einer Maschine nothwendig, so bringe man dasselbe so nahe als möglich an der zu regulirenden Kraft (sei es die treibende Kraft oder der Widerstand) auf einer schnell rotirenden Welle und nach Thunlichkeit auf der arbeitenden Welle selbst an, um auf diese Weise die in ihm angehäufte lebendige Kraft auf dem kürzesten Wege, also mit dem geringsten Verluste, zur Ueberwindung des constanten Widerstandes bei abnehmender Intensität der treibenden Kraft, oder des sich steigernden Widerstandes bei constanter Intensität der treibenden Kraft, oder endlich des veränderlichen Widerstandes bei vorhandener Veränderlichkeit der treibenden Kraft zu verwenden, und eben so die durch den zeitweiligen Ueberschuß der bewegenden Kraft erzeugte in sich aufzunehmen.

In jenen Fällen, in welchen die bewegende Kraft und der Widerstand zu gleicher Zeit unregelmäßig wirken, wendet man zuweilen auch zwei Schwungräder an, von denen jedes zur Regulirung der Wirkung der ihm nächst liegenden Kraft bestimmt ist.

b. Gegengewichte.

§. 190. Von den Gegengewichten. In manchen Fällen können zur Regulirung der Bewegung Gewichte zur Anwendung gebracht werden, welche durch ihr Heraufsteigen und Herabsinken die veränderliche Wirkung einer Kraft reguliren; man nennt sie **Gegengewichte**, und wendet sie vorzugsweise an, wenn sich die Schwerpunkte einzelner Theile einer Maschine alternativ auf und ab bewegen, oder eine Maschine schwere Massen ruckweise zu heben hat, oder endlich sehr veränderliche, aber regelmäßig wiederkehrende Widerstände überwunden werden sollen.

Was die Größe der Gegengewichte und die Art und Weise ihrer Anbringung an der Maschine, deren Bewegung zu reguliren ist, anbelangt, so

hat man sie so groß zu machen und auf diese Weise anzubringen, daß durch ihre Einwirkung eine möglichst gleichförmige Bewegung der Maschine herbeigeführt werde. Ist nun die zu regulirende Bewegung der Maschine continuirlich kreisförmig, so verbindet man das erforderliche Gegengewicht fest mit der Welle, wie dieses z. B. bei den Locomotiven der Fall ist, bei welchen man den nachtheiligen Einfluß der Massen der Kolben, Kolbenstangen, Schubstangen und der Kurbelkörper auf die gleichförmige Bewegung derselben durch Balancirungsmassen aufhebt, welche an geeigneten Stellen der Treibräder angebracht werden, oder bei Sägemühlen, bei welchen die durch die Kurbel, durch das Gewicht der Kurbel, der Schubstange und des Sägegatters, durch den ungleichmäßigen Widerstand der Sägeblätter beim Niedergang, wo sie einschneiden und beim Aufgang, während dessen sie leer gehen, u. s. w. verursachten Ungleichförmigkeiten der Bewegung zum großen Theile durch ein Schwungrad beseitiget werden, an welchem ein Gegengewicht von entsprechender Größe und an geeigneter Stelle angebracht ist, u. s. w. Wenn aber die Bewegung eine geradlinig oder kreisförmig hin- und hergehende ist, so läßt man die Gegengewichte vermittelst Hebeln (Gegengewichtsbalancier) oder Rollen auf den Maschinenbestandtheil, dessen Bewegung zu reguliren ist, einwirken, indem sie gewöhnlich (besonders wenn sie zur Balancirung der Gewichte mancher Maschinenbestandtheile dienen), eine der Bewegung desselben entgegengesetzte Bewegung annehmen.

3. Regulatoren.

§. 191. Princip der Regulatoren. Das Princip, auf welchem die ausgleichende Wirkung der Regulatoren auf die Bewegung der Maschinen beruht, besteht darin, daß zunächst eine Geschwindigkeitsänderung in der Bewegung der Maschine und in Folge deren eine Aenderung der Geschwindigkeit des Regulators eintreten muß, wodurch dieser auf einen entsprechenden Maschinentheil (das Drosselventil oder den Expansionsschieber bei Dampfmaschinen, den Schützen bei Wasserrädern u. s. w.) derart bewegend einwirkt, daß durch dessen Stellung der Zufluß des Motors zur Betriebsmaschine vermehrt oder vermindert wird, je nachdem eine Geschwindigkeitsab- oder Zunahme der Bewegung Statt gefunden hat. Wenn auch dieses Princip dadurch, daß zum Behufe der Wirkung des Regulators eine Geschwindigkeitsänderung erfordert wird, während doch jede Aenderung der Geschwindigkeit durch den Regulator verhindert werden sollte, fehlerhaft ist, und auf dieser Grundlage kein vollkommener Regulator hergestellt werden kann, so ist es doch in Anbetracht des Umstandes, daß bei jeder Maschine eine Geschwindigkeitsänderung eintreten darf, wenn diese nur nicht so groß ist, daß durch sie ein nachtheiliger Einfluß auf das vermittelst derselben zu erzeugende Product in quantitativer und qualitativer Beziehung Statt findet, für die Bedürfnisse

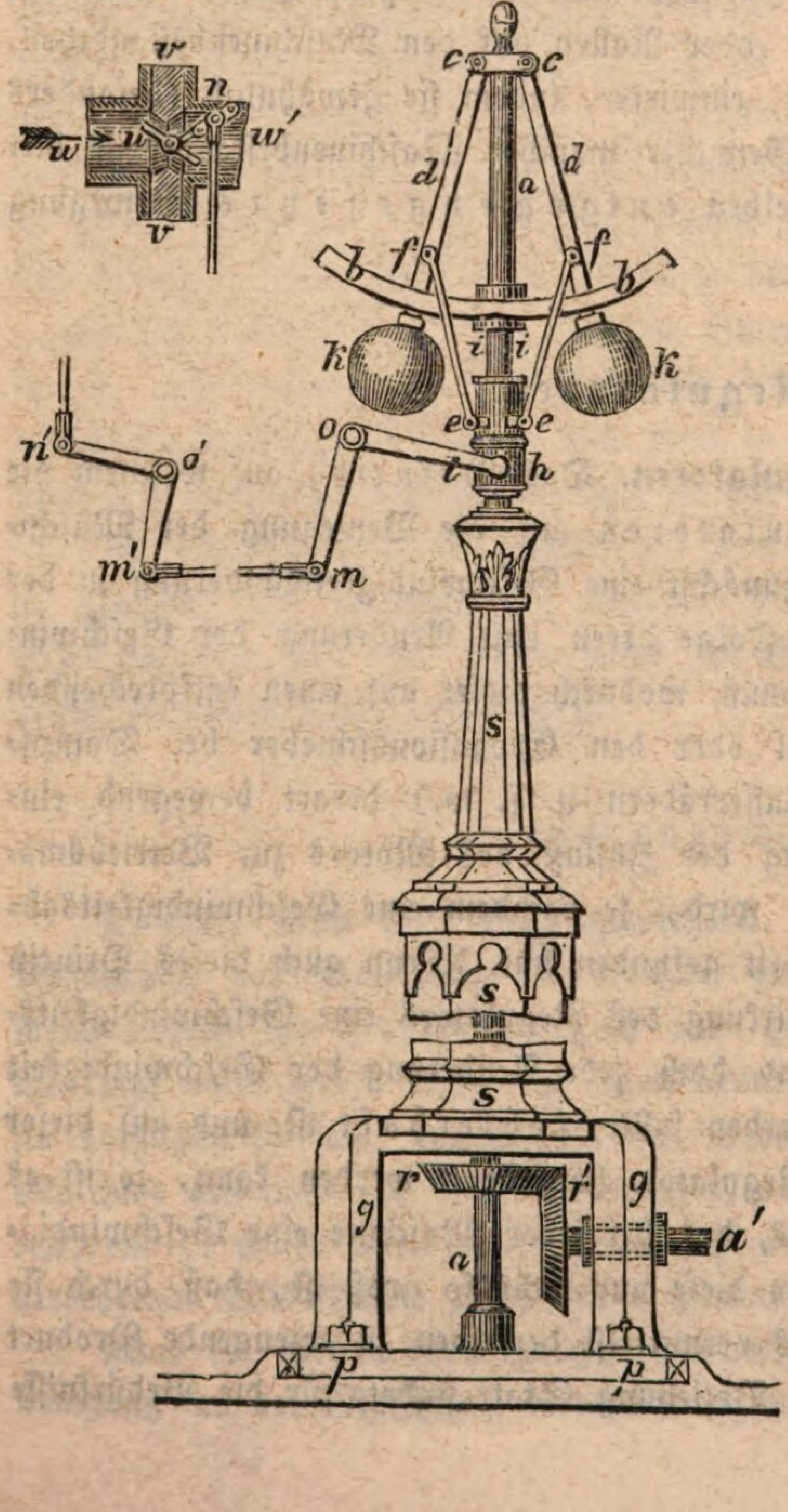
der Praxis brauchbar, da durch eine kleine Geschwindigkeitsänderung einer noch unregelmäßigeren Bewegung vorgebaut wird.

Unter den Regulatoren, welche sich auf dieses Princip gründen, sind der **Watt'sche** und der **paraboloidische Centrifugal-Regulator** die wichtigsten.

a. Watt'scher Regulator.

§. 192. Beschreibung dieses Regulators. Fig. 144 zeigt den Watt'schen Regulator, angewendet zum Stellen des Drosselventiles (der Admissionsklappe) einer Dampfmaschine. Derselbe besteht aus einer verticalen, unten in einer an der Platte pp des Gestelles gg angegossenen und mit einer metallenen Büchse ausgefütterten Pfanne f drehbar gestützten und oben durch eine in dem oberen Theile des gußeisernen, abgebrochen gezeichneten und auf dem Gestelle gg aufgeschraubten Ständers ss befindliche Metallbüchse gehaltenen schmiedeisernen Achse aa, der Regulatorachse, welche durch Abzweigung einer geringen Kraft von der zu regulirenden Maschine auf die durch eine Büchse des Gestelles gg durchgehende horizontale Achse a', und durch Uebertragung derselben vermittelst der beiden conischen Rädchen r und r', in rotirende Bewegung versetzt wird. An dem oberen Ende der Regulatorachse sind in einer mit zwei Augen cc versehenen, und auf dieser befestigten metallenen Hülse zwei schmiedeiserne Stangen dd von ganz gleicher Form und Länge, die Pendelarme genannt, vermittelst durchgesteckter Bolzen drehbar eingehängt, welche an ihrem freien Ende mit gußeisernen Kugeln k, den Schwungkugeln, armirt sind. bb ist ein doppelter, auf der Regulatorachse befestigter Bügel aus Schmiedeisen, dessen Seitentheile die beiden Arme

Fig. 144.



einschließen, und nicht nur das Schwingen der Kugeln in einer durch die geometrische Achse des Regulators gelegten Ebene begrenzen, sondern auch ein seitliches Abweichen von dieser verhindern. Mit den Pendelarmen sind ferner in den Punkten ff zwei schmiedeiserne Stangen i i, welche mit ihrem unteren Ende in den Augen e e einer auf der Regulatorachse verschiebbaren Hülse **h** von Metall eingehängt sind, charnierartig verbunden. An dieser Hülse ist eine ringförmige Vertiefung, der Hals genannt, eingedreht, welcher von dem gabelförmigen Ende eines auf der Achse o angebrachten Hebelarmes **ol** umfaßt wird.

Wird nun die Regulatorachse von der zu regulirenden Maschine auf die oben angegebene Weise in drehende Bewegung versetzt, so werden die Pendelarme sowohl in Folge ihrer eigenen Centrifugalkraft, als auch noch mehr in Folge der Centrifugalkraft der Schwungkugeln mehr oder weniger, je nach der Größe der Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse auseinander schwingen, und dabei vermittelst der Stangen **ii** die Hülse **h** hinaufziehen, sonach die Achse o um einen gewissen Winkel drehen. Tritt aber bei der in Bewegung befindlichen Maschine eine Geschwindigkeitsänderung ein, wird also z. B. ihre Geschwindigkeit kleiner, so wird auch die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse verhältnißmäßig abnehmen; in Folge dessen werden die Pendelarme des Regulators um eine gewisse Größe zusammenfallen, die Hülse **h** nach abwärts verschieben und dadurch bei der Achse o eine rückgängige Drehung um einen gewissen Winkel bewirken. Daraus ersieht man, daß durch eine bald im positiven und bald im negativen Sinne erfolgende Geschwindigkeitsänderung der Bewegung der Maschine ein abwechselndes Steigen und Sinken der Pendelarme eintreten muß, wodurch die Achse o mittelbar in eine oscillirende Bewegung versetzt wird, welche durch eine Verbindung von Hebeln und Stangen im Allgemeinen an denjenigen Theil der Maschine übertragen werden kann, durch dessen Stellung der Zufluß des Motors regulirt wird.

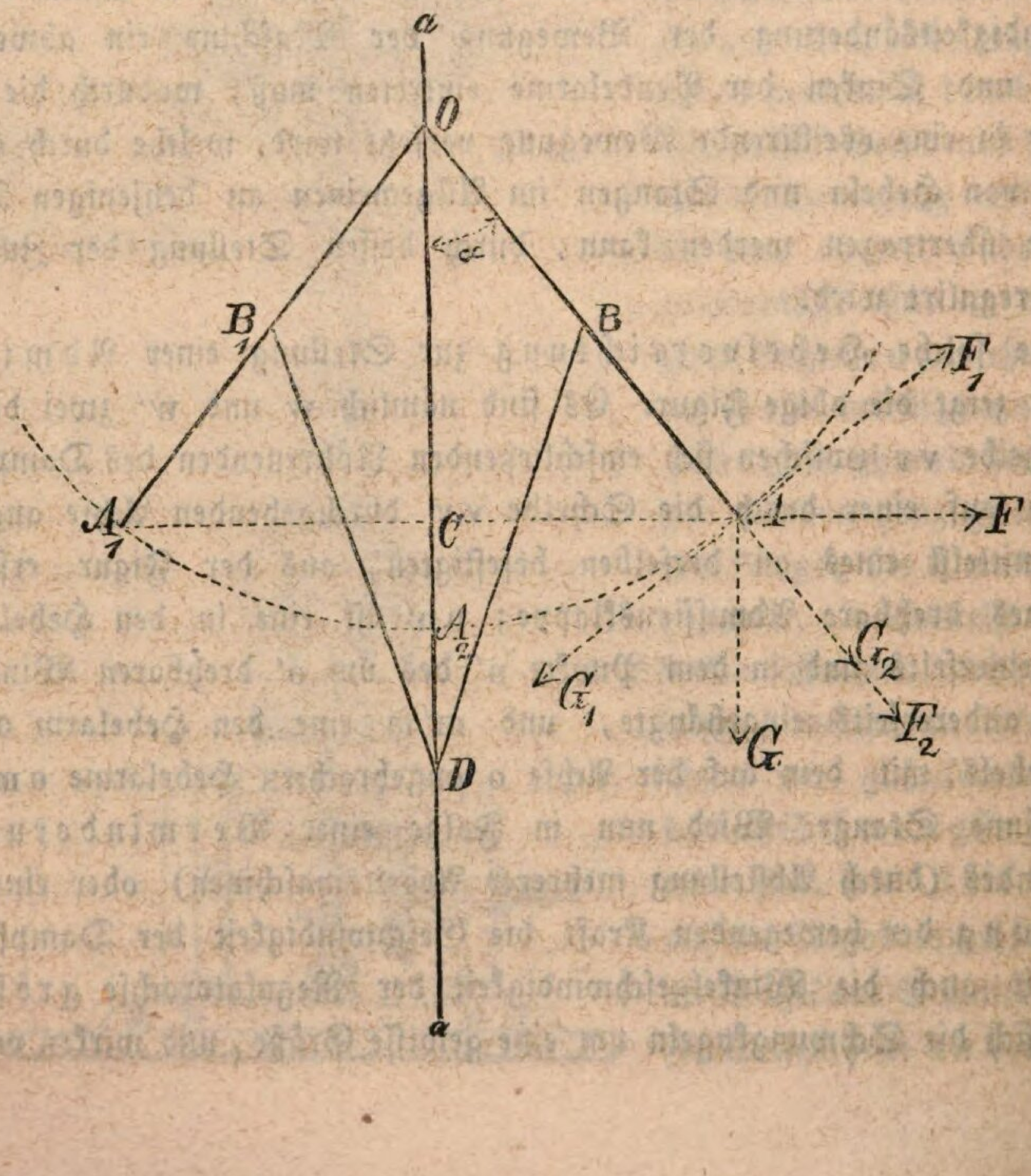
Eine solche Hebelvorrichtung zur Stellung einer Admissionsklappe zeigt die obige Figur. Es sind nämlich **w** und **w'** zwei die metallene Scheibe **vv** zwischen sich einschließenden Röhrenenden des Dampfrohres; **u** ist die auf einer durch die Scheibe **vv** durchgehenden Achse angebrachte und vermittelst eines an derselben befestigten, aus der Figur ersichtlichen Hebelarmes drehbare Admissionsklappe; **nn'** ist eine in den Hebelarm der Klappe einerseits und in dem Punkte **n'** des um **o'** drehbaren Winkelhebels **m'o'n'** andererseits eingehängte, und **m'm** eine den Hebelarm **o'm'** des Winkelhebels mit dem auf der Achse o angebrachten Hebelarme **om** verbindende dünne Stange. Wird nun in Folge einer Verminderung des Widerstandes (durch Abstellung mehrerer Arbeitsmaschinen) oder einer Vergrößerung der bewegenden Kraft die Geschwindigkeit der Dampfmaschine und somit auch die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse größer, so erheben sich die Schwungkugeln um eine gewisse Größe, und wirken vermittelst

der eben beschriebenen Hebelvorrichtung auf die Admissionsklappe derart ein, daß diese die Zuflußöffnung des Dampfrohres verengt; dadurch wird die der Maschine in einer gewissen Zeit zufließende Dampfmenge kleiner, und nicht nur eine weitere Geschwindigkeitszunahme der Maschine verhindert, sondern auch diese wieder auf eine der früheren entsprechende Größe herabgebracht. Wenn aber durch eine Widerstandszunahme (durch Einrücken mehrerer Arbeitsmaschinen) oder durch eine Abnahme der bewegenden Kraft die Geschwindigkeit der Maschine kleiner wird, so senken sich die Schwungkugeln, und es wird vermittelst der Hebelvorrichtung die Admissionsklappe in dem Sinne gedreht, daß dadurch die Zuflußöffnung erweitert, somit die zufließende Dampfmenge vergrößert wird, wodurch eine Beschleunigung der Bewegung der Maschine eintritt.

§. 193. **Theorie dieses Regulators.** Bezeichnet G das Gewicht einer jeden der beiden Schwungkugeln, l die Länge der Pendelarme AO und A_1O, diese von dem Mittelpunkte der Kugeln bis zu ihrem Aufhängepunkte gemessen, und α den der Winkelgeschwindigkeit w, mit welcher sich die Kugeln in dem horizontalen Kreise ACA_1 vom Halbmesser $AC = r$ bewegen, entsprechenden Elongationswinkel AOA_2, so wird die nach der Richtung CA wirkende Centrifugalkraft der in A befindlichen Kugel durch

$$F = \frac{G}{g} r w^2,$$

Fig. 145.



oder, da sich aus dem rechtwinkeligen Dreiecke A O C der Werth $r = l \sin \alpha$ ergibt, auch durch

$$F = \frac{G}{g} l w^2 \sin \alpha \quad . . . (1$$

gemessen.

Nun läßt sich die Centrifugalkraft F in die an den Kreisbogen $A_2 A$ tangentielle und auf Bewegung der Schwungkugel in der Verlängerung desselben wirkende Seitenkraft $F_1 = F \cos \alpha$, und in die auf dieser normale und den Pendelarm O A auf absolute Festigkeit in Anspruch nehmende, somit auf Zerstörung der Verbindung desselben mit der Regulatorachse a a wirkende Seitenkraft $F_2 = F \sin \alpha$, ferner das Gewicht der Kugel in eine ebenfalls tangentiell an den Kreisbogen $A A_2$ und zwar der Seitenkraft F_1 entgegen wirkende Seitenkraft $G_1 = G \sin \alpha$, und in die im gleichen Sinne mit der Seitenkraft F_2 wirkende $G_2 = G \cos \alpha$ zerlegen. Da aber die Summe der beiden Seitenkräfte F_2 und G_2 bei einer guten Construction des Regulators durch die Festigkeit des Pendelarmes und seiner Verbindung aufgehoben wird, demnach bloß die beiden Seitenkräfte F_1 und G_1 als thätige Kräfte übrig bleiben, so muß für den Zustand des Gleichgewichtes $F_1 = G_1$, d. i. $F \cos \alpha = G \sin \alpha$, oder durch Substitution des Werthes F aus 1 in diese Gleichung

$$\frac{G}{g} l w^2 \sin \alpha \cos \alpha = G \sin \alpha$$

sein, woraus sofort

$$\cos a = \frac{g}{l w^2} \quad . . . (2$$

folgt. Da nun l und g constante Größen sind, so ist es ersichtlich, daß der Elongationswinkel α eine Function der Winkelgeschwindigkeit w des Regulators ist. Diesem nach wird stets ein Steigen oder ein Fallen der Schwungkugeln Statt finden, wenn sich die Winkelgeschwindigkeit im positiven oder im negativen Sinne ändert.

§. 194. Bemerkungen rücksichtlich des Gewichtes der Schwungkugeln. Soll der Regulator in Folge einer Geschwindigkeitsänderung das Bestreben erhalten aus dem Gleichgewichtszustande, in welchem er sich befindet, zu treten, so muß die Centrifugalkraft der Schwungkugeln eine solche Größe haben, daß sie die passiven Widerstände der Bewegung der zum Stellen der Admissionsklappe bei einer Dampfmaschine, oder des Schützens bei einem Wasserrade erforderlichen Hebelvorrichtung, als die Reibung der auf der Regulatorachse verschiebbaren Hülse, die Reibung an den sämmtlichen Achsen der Hebelvorrichtung, den von der Admissionsklappe oder dem Schützen herrührenden Widerstand u. s. w. zu überwinden im Stande ist. Weil aber die Centrifugalkraft einer Masse dem Gewichte derselben und dem Quadrate der Geschwindigkeit gerade proportional ist, die Kugeln jedoch der vorerwähnten passiven Widerstände wegen nicht bei jeder beliebig kleinen Geschwindigkeitsän-

derung ihre Stellung ändern können, so folgt, daß sie ein gewisses Gewicht erhalten müssen, damit die Centrifugalkraft derselben eine ihrem Gewichte und der als zulässig erklärten Geschwindigkeitsänderung entsprechende, und zur Ueberwindung der Statt findenden Widerstände erforderliche Größe annehmen kann.

Anmerkung. Mit Berücksichtigung dieses Umstandes findet man für das Gewicht einer jeden Schwungkugel im Wege der Rechnung den Ausdruck:

$$G = \frac{g}{\frac{\pi^2}{900}(1 + k^2)\, n^2\, l \cos\alpha - g} \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot q \;.\;.\;.\; (1$$

wobei g die Beschleunigung der Schwerkraft, $l = (l_1 + l_2)$ die Länge eines jeden der beiden Pendelarme, l_1 und l_2 die Stücke B O und B A (Fig. 145) derselben, α der Elevationswinkel, welcher der Winkelgeschwindigkeit des Regulators entspricht, n die Umdrehungszahl der Regulatorachse per Minute, q der auf die verschiebbare Hülse D reduzirte und von der Hebelvorrichtung herrührende Widerstand, und endlich k eine Zahl ist, die angibt, um welchen Theil der normalen Geschwindigkeit die Geschwindigkeit des Regulators zu- oder abnehmen muß, damit seine regulirende Wirkung erfolge, und auf diese Weise den Grad der Empfindlichkeit desselben bestimmt.

Die Umdrehungszahl des Regulators ergibt sich aus der Formel

$$n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{l\cos\alpha}} \;.\;.\;.\; (2,$$

woraus für die Länge der Pendelarme der Ausduck

$$l = \frac{900\, g}{\pi^2\, n^2 \cos\alpha} \;.\;.\;.\; (3$$

folgt.

In der Regel nimmt man den Elevationswinkel α für den normalen Bewegungszustand = 30 Grad, läßt den Regulator nicht weniger als 30 und nicht mehr als 70 Umdrehungen in der Minute machen, und setzt je nach Umständen $k = \frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{20}$, so daß die Geschwindigkeit der Maschine um $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{20}$ ihrer normalen Geschwindigkeit zu- oder abnehmen muß, bis die regulirende Wirkung dieses Apparates eintritt.

§. 195. Bemerkungen rücksichtlich der Anwendung dieses Regulators. Ist der Widerstand, welchen der den Zufluß des Motors zur Maschine regulirende Bestandtheil (Admissionsklappe, Expansionsschieber, Schützen) derselben dem Stellen entgegengesetzt bedeutender, so fällt das erforderliche Gewicht der Schwungkugeln zu groß aus. In diesem Falle muß man die Bewegung der Maschine selbst zur Stellung dieses regulirenden Bestandtheiles, die Schwungkugeln aber nur zur Umsteuerung, d. h. zur Erzielung einer abwechselnden, in Folge des varirenden Bewegungszustandes der Maschine bald in dem einen und bald in dem entgegengesetzten Sinne erfolgenden Bewegung eines den regulirenden Bestandtheil mit der Maschine verbindenden, mehr oder minder zusammen gesetzten Bewegungs-

mechanismus benützen. Diese Anordnung wendet man gewöhnlich bei Wasserrädern an, bei welchen der während der Bewegung des Schützens als regulirenden Bestandtheiles dieser Maschinen rege werdende Widerstand meistens ziemlich bedeutend ist.

Von großem Einfluße auf die Empfindlichkeit des Watt'schen Regulators ist das Gewicht der Schwungkugeln, der Pendelarme, und der diese mit der verschiebbaren Hülse verbindenden Stangen. Da dieser Einfluß den Grad der Empfindlichkeit des Regulators herabsetzt, so muß man ihn zu beseitigen trachten. Dieses geschieht dadurch, daß man die zur vor- und rückgängigen Bewegung des regulirenden Bestandtheiles nöthige Kraft nur den von der Reibung der sich auf einander bewegenden Theile des Apparates herrührenden Widerstand überwinden läßt, hingegen die vorgenannten Gewichte durch ein Gegengewicht balancirt.

Aber selbst dann, wenn man alle Mittel anwendet, durch welche dem Watt'schen Regulator ein hoher Grad der Empfindlichkeit verliehen werden kann, wird seine regulirende Wirkung auf eine unregelmäßige und unsichere Weise erfolgen, wenn der Widerstand, welchen der Regulirungsapparat der Bewegung entgegensetzt, veränderlich ist, oder die Maschine vermöge ihres geometrischen Zusammenhanges einen periodisch veränderlichen Beharrungszustand der Bewegung (§. 89) angenommen hat, wie dieses z. B. bei allen Maschinen der Fall ist, welche mit einem aus Balancier, Schubstange und Kurbel bestehenden Mechanismus versehen sind. In diesen Fällen wird der Regulator stete Oscillationen machen und wegen der meistentheils kurzen Dauer der einzelnen Bewegungsabschnitte die veränderliche Bewegung der Maschinen nicht zu beseitigen vermögen, so daß zur Ausgleichung der Bewegungsänderungen außer dem Regulator noch ein Schwungrad an der Maschine angebracht, und dem ersteren nur ein solcher Grad der Empfindlichkeit verliehen werden muß, daß derselbe durch die während der Dauer des Beharrungszustandes der Bewegung eintretenden Bewegungsänderungen nicht afficirt werden kann.

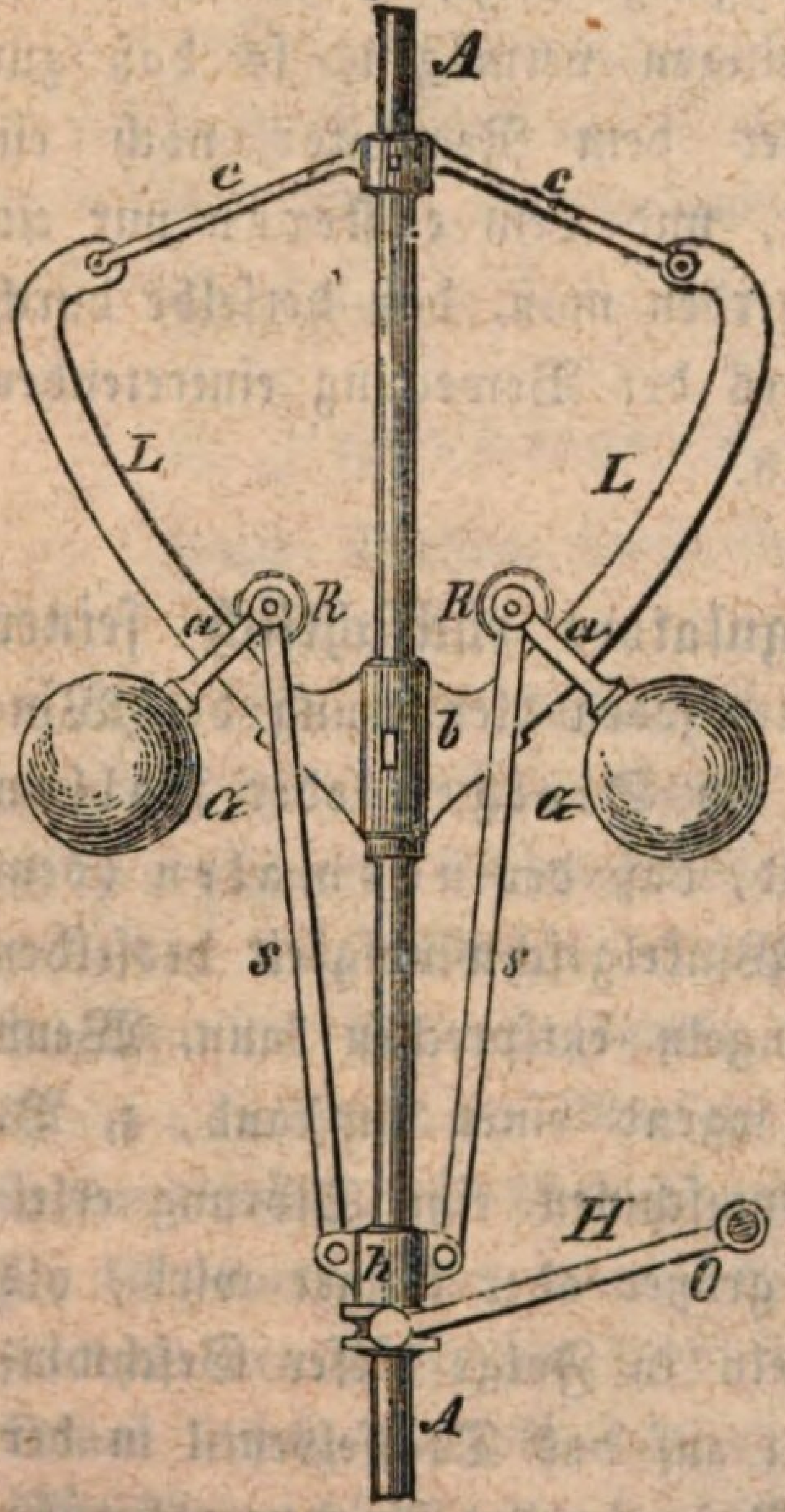
§. 196. Unvollkommenheit dieses Regulators rücksichtlich seiner Wirkung. Da, dem §. 192 zu Folge, bei einer jeden Aenderung der Winkelgeschwindigkeit des Watt'schen Regulators ein Steigen oder Fallen der Schwungkugeln eintritt, so ist es einleuchtend, daß der normalen (dem normalen Gange der Maschine zukommenden) Winkelgeschwindigkeit desselben nur eine einzige Stellung der Schwungkugeln entsprechen kann. Wenn nun der normale Gang der Maschine durch irgend einen Umstand, z. B. durch das Ein- oder Auslösen mehrerer Arbeitsmaschinen eine Störung erleidet, also die Geschwindigkeit ihrer Bewegung größer oder kleiner wird, als die normale, so werden sich die Schwungkugeln in Folge dieser Geschwindigkeitsänderung heben oder senken, und dabei auf das Drosselventil in der Weise einwirken, daß dessen Oeffnung nach Maßgabe der Aenderungsgröße

im Stande der Schwungkugeln verengt oder erweitert wird. Dadurch wird aber der Motor in einer geringeren oder größeren Menge der Maschine zufließen, als bei dem normalen Gange derselben, sonach in ihrer Bewegung eine Verzögerung oder Beschleunigung eintreten, in Folge welcher die Schwungkugeln um eine der Bewegungsänderung entsprechende Größe fallen oder steigen, und durch den Mechanismus des Regulators auf Erweiterung oder Verengerung der Oeffnung des Drosselventiles einwirken werden. Da aber die Schwungkugeln nicht so weit fallen oder steigen können, daß dadurch die Oeffnung des Drosselventiles auf das ursprüngliche, bei dem normalen Gange der Maschine vorhanden gewesene Maß zurückgebracht werde, weil sonst ihr Gang bei gleich gebliebener Intensität des geänderten Widerstandes wieder beschleuniget oder verzögert werden müßte, so ist es leicht einzusehen, daß die Schwungkugeln nach einigen Oscillationen eine Stellung annehmen müssen, welche je nach der im positiven oder negativen Sinne erfolgenden Geschwindigkeitsänderung über oder unter der dem normalen Gange der Maschine entsprechenden liegen, und demnach nicht die normale Geschwindigkeit der Maschine wieder hergestellt, sondern eine andere, zwischen der normalen und der Aenderung des Widerstandes entsprechenden liegende, hervorgebracht wird. Es ist sonach dieser Apparat kein Regulator, sondern bloß ein Moderator.

b. Parabolischer Centrifugal-Regulator.

§. 197. Beschreibung dieses Regulators. Fig. 146 zeigt einen parabolischen Centrifugal-Regulator. GG sind zwei gußeiserne Schwungkugeln, von denen jede an einer Gabel a von Schmiedeisen angeschraubt ist, welche eine mit einer vertieften Spur versehene Laufrolle R von Metall umschließt, und mit derselben mittelst eines durchgesteckten Bolzens verbunden ist. LL ist eine doppelarmige, parabolisch geformte Leitschiene, welche mit ihrer Hülse b an der Regulatorachse AA aufgesteckt, und an derselben vermittelst eines Keiles befestiget ist, oben aber durch ein zweiarmiges, ebenfalls auf der Regulatorachse befestigtes Querstück cc zur Verhüthung der Federung zusammen gehalten wird. ss sind zwei schmiedeiserne Stangen, welche oben an den Achsen der Rollen R eingehängt sind, unten aber mit einer auf der Regulatorachse verschiebbaren, mit einem eingedreheten Halse versehenen und von einem um die Achse O

Fig. 146.



drehbaren Hebel H gabelförmig umschlossenen Hülse h von Metall charnierartig verbunden ist.

Wenn nun die Maschine, zu deren Regulirung dieser Apparat bestimmt ist, mit ihrer normalen Geschwindigkeit arbeitet, so rotiren die Schwungkugeln in einem gewissen Horizontalkreise und haben dabei eine solche Lage, daß die ihre Mittelpunkte mit den der zugehörigen Laufrollen verbindenden Linien (also auch die Gabeln) in den der Oeffnung des Drosselventiles entsprechenden Punkten auf der inneren Seite der Leitschienen normal stehen. Tritt aber eine Zu- oder Abnahme der Geschwindigkeit der Maschine, also auch der Winkelgeschwindigkeit der mit ihr in Verbindung stehenden Regulatorachse ein, so werden die Schwungkugeln in Folge der vergrößerten oder verminderten Centrifugalkraft um eine entsprechende Größe steigen oder herabsinken, dadurch die Gabeln aus ihrer gegen die Leitschiene normalen Lage in eine schiefe kommen, und in Folge der rege werdenden, von der geänderten Centrifugalkraft der Schwungkugeln herrührenden, auf oder abwärts wirkenden Seitenkraft die Laufrollen auf der inneren Seite der Leitschiene so weit hinauf oder herab bewegt, daher die Hülse um eine solche Größe gehoben oder gesenkt, bis der Apparat wieder in den Zustand des Gleichgewichtes kommt, die Gabeln also neuerdings eine normalen Lage gegen die Leitschiene annehmen. Dieses wird aber dann Statt finden, wenn die normale Geschwindigkeit in Folge der Wirkung des Regulators auf das Drosselventil wieder hergestellt sein wird. In diesem Falle werden die Kugeln in einem Horizontalkreise rotiren, welcher je nach der Geschwindigkeitsänderung über oder unter dem ursprünglichen liegen muß, und der durch den geänderten Widerstand oder die geänderte Kraft bedingten Größe der Oeffnung des Drosselventiles zukommt.

§. 198. **Theorie dieses Regulators.** Aus der Gleichung 2 des §. 193 folgt

$$l = \frac{g}{w^2} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} \quad \ldots (1.$$

Soll nun ein Centrifugal-Regulator construirt werden, bei welchem sich die Größe l mit dem Winkel α zu ändern hat, während w constant bleibt, so ist es einleuchtend, daß die Schwerpunkte der Schwungkugeln des zu construirenden Regulators nicht in einer Kreislinie, sondern in einer anderen Curve schwingen müssen, weil die Größe l mit dem Wachsen des Winkels α von o bis 90 Grad, (wobei $\cos\alpha$ immer abnimmt, also $\frac{1}{\cos\alpha}$ stets zunimmt), immer größer wird. Aus Gleichung 1 folgt aber $l\cos\alpha = \frac{g}{w^2}$, oder wenn man die Höhe $l\cos\alpha = OC$ (Fig. 145) mit h bezeichnet, auch

$$h = \frac{g}{w^2} \quad \ldots (2.$$

Da nun diese Höhe OC = h, welche die Subnormale einer Curve ist, bei dem zu construirenden Regulator, der Gleichung 2 gemäß, stets constant sein soll, (weil w als constant vorausgesetzt wurde), diese Eigenschaft der Unveränderlichkeit der Subnormale für sämmtliche Curvenpunkte aber einer gemeinen Parabel zukommt, so ist es ersichtlich, daß die Schwerpunkte der Schwungkugeln des zu construirenden Regulators in einem Parabelbogen steigen und sinken müssen, wenn der oben ausgesprochenen Bedingung Genüge geleistet werden soll. Aus diesem Grunde muß die innere Fläche der Leitschiene dieses Regulators nach einer Aequidistanten zu der durch die Schwerpunkte der Kugeln gehenden Parabel geformt werden, deren Gleichung bekanntlich

$$y^2 = px \ldots (3$$

ist, und p den Parameter derselben bezeichnet.

Weil aber die Subnormale der Parabel dem halben Parameter derselben gleich ist, so hat man p = 2h, und mit Berücksichtigung der Gleichung 2, $p = \frac{2g}{w^2}$, oder, wenn n die Umdrehungszahl des Regulators in einer Minute ist, wegen $w = \frac{\pi n}{30}$, auch

$$p = \frac{1800\,g}{\pi^2 n^2} \ldots (4.$$

Anmerkung. Bezeichnet G das Gewicht einer Schwungkugel, q den Widerstand, welchen die auf der Regulatorachse verschiebbare Hülse der Bewegung während der Regulirung entgegensetzt, endlich k eine Zahl, welche den Grad der Empfindlichkeit dieses Regulators angibt, und um so kleiner genommen werden muß, je größer die Empfindlichkeit des Regulators sein soll, so hat man das Gewicht einer Schwungkugel desselben nach der Formel

$$G = \frac{q}{4k} \ldots (5$$

zu berechnen. Macht die Regulatorachse z. B. 60 Umdrehungen in einer Minute, und soll die regulirende Wirkung dieses Apparates schon bei 59 oder 61 Umdrehungen erfolgen, so gibt $\frac{1}{60}$ den Grad der Empfindlichkeit desselben an, und man hat in der vorstehenden Formel $k = \frac{1}{60}$ zu setzen.

Aus dieser Formel (5) folgt, daß das Gewicht der Schwungkugeln in einem geraden Verhältniße mit der Empfindlichkeit des Regulators und mit dem Widerstande des Regulirungsapparates zunimmt, von der Stellung der Schwungkugeln aber und der Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse gänzlich unabhängig ist. Die Erfahrung hat aber gelehrt, daß es am angemessensten ist, den Regulator nur 50 bis 70 Umdrehungen in der Minute machen zu lassen, weil bei einer geringeren Geschwindigkeit der Parameter der Parabel zu groß wird (Gleichung 5) und der Regulator in Folge der zu weit aus einander gehenden Parabeläste zu viel Raum benöthiget, bei einer größeren Geschwindigkeit aber einestheils die Abnützung der sich bewegenden Theile des Regulators zu groß ausfällt und er anderentheils zu seinem Betriebe auch eine größere Kraft erfordert.

Fünftes Kapitel.

Von den Betriebs- oder Kraftmaschinen.

§. 199. Eintheilung der Betriebsmaschinen im Allgemeinen. Da unter den in dem §. 75 angeführten technischen Motoren die Kräfte der Menschen und Thiere, das Wasser, der Wasserdampf und der Wind für Gewerbe und Industrie die wichtigsten sind, so werden wir im Nachfolgenden auch nur diejenigen Betriebs- oder Kraftmaschinen (§. 84) behandeln, welche dazu bestimmt sind, die Wirkungsfähigkeit der eben genannten Motoren für gewerbliche und industrielle Zwecke benützbar zu machen, demnach 1. die zur Aufnahme der menschlichen und thierischen Kräfte angewendeten Maschinen, 2. die hydraulischen Kraftmaschinen, 3. die Dampfmaschinen, und endlich 4. die Windräder unserer Betrachtung unterziehen.

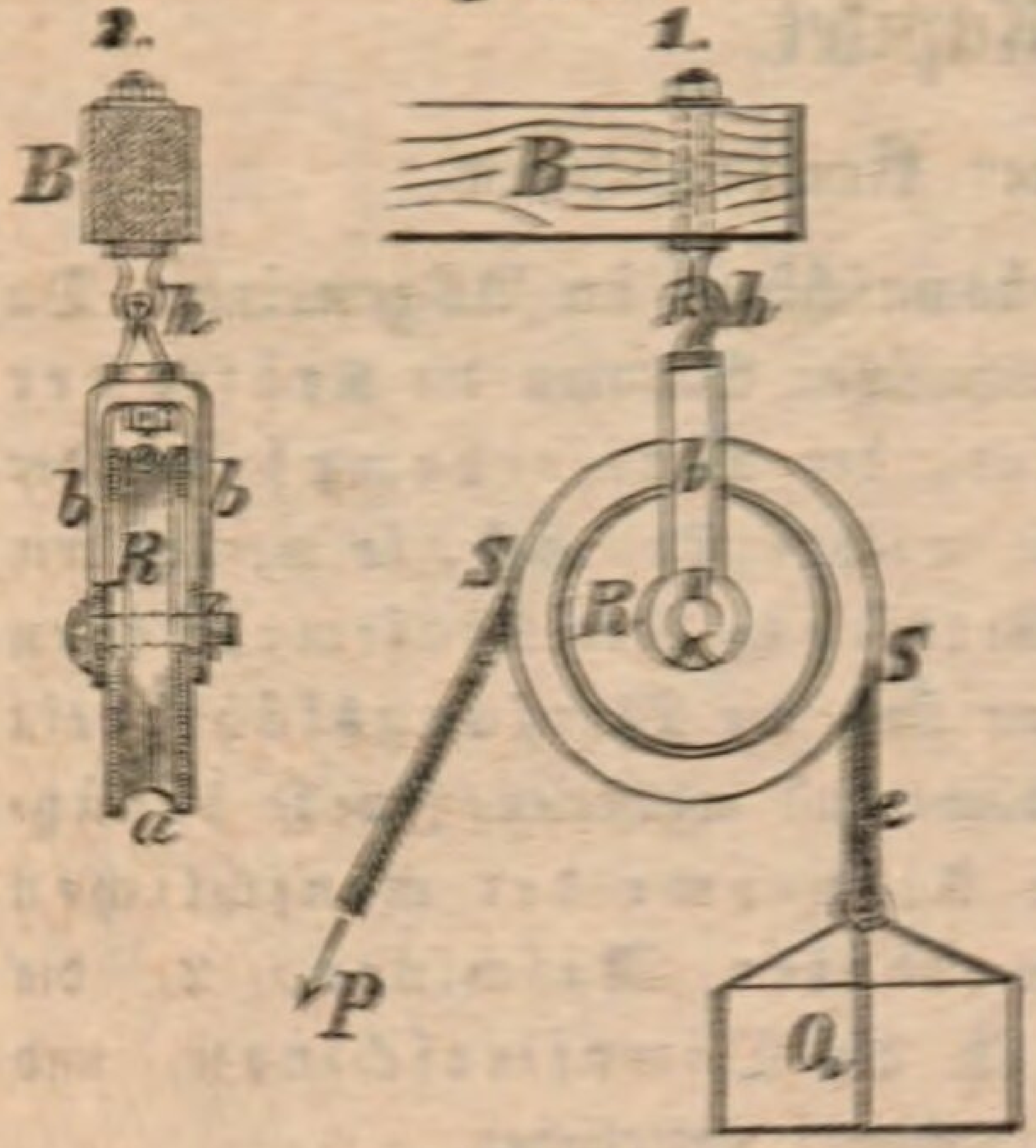
A. Von den zur Aufnahme der menschlichen und thierischen Kräfte angewendeten Maschinen.

§. 200. Eintheilung dieser Maschinen. Da die Menschen und Thiere auf Maschinen entweder durch ihre Muskelkraft (hervorgebracht durch die von ihrem Willen abhängige Zusammenziehbarkeit ihrer Muskeln), — und zwar die Thiere durch die Muskelkraft ihrer Füße, die Menschen aber durch die Muskelkraft ihrer Hände oder Füße —, oder durch ihr Gewicht wirken, indem sie dabei an Seilen oder Ketten ziehen, die über Rollen gehen, oder an Hebeln thätig sind, oder aber ihre motorische Kraft auf Maschinen übertragen, welche nichts anders als Anwendungen des Rades an der Welle sind, deren Einrichtung aber je nach der Art der motorischen Kraft (Muskelkraft oder Gewicht), welche sie aufzunehmen haben, sehr verschieden ist, so unterscheidet man folgende zur Aufnahme der motorischen Kräfte der Menschen und Thiere bestimmte Maschinen, als: 1. den einfachen Aufzug, 2. den Hebel, 3. die Haspeln, 4. das Laufrad, 5. das Tretrad, 6. die Tretscheibe und endlich 7. den Göpel.

1. Der einfache Aufzug.

§. 201. Beschreibung dieser Maschine. Diese durch Fig. 147 dargestellte Maschine besteht aus einem über eine feste Rolle **R** gelegten Seile (oder einer Kette) **S**, an dessen einem Ende die aufzuziehende Last **Q** angehängt ist, am anderen aber die Kraft **P** wirkt. Die Rolle ist an ihrem Umfange zum Behufe der Aufnahme des Seiles mit einer halbcylindrischen Aushöhlung **a**, dem sogenannten Schnurlaufe versehen, und mit ihrer Achse in einem vermittelst eines Hakens **h** an einem festen Punkte, z. B. an

Fig. 147.



einem vorstehenden Balken B angehängten Bügel b, die Scheere genannt, gelagert.

Die Theorie der festen Rolle wird als bekannt vorausgesetzt, und nur erinnert, daß, wenn Q die Größe der zu hebenden Last und P die Intensität der ziehenden Kraft bezeichnet, ohne Berücksichtigung der Bewegungswiderstände für den Gleichgewichtszustand, P = Q sein muß, mag das Seilende, an welchem die Kraft wirkt, in einer horizontalen oder einer beliebig schiefen Richtung liegen.

Wenn auch diese Maschine dem oben Gesagten zu Folge, keinen Gewinn an Kraft zuläßt, sondern im Gegentheile durch die Bewegungswiderstände ein Theil der Kraft verloren geht, so bietet ihre Anwendung dennoch folgende Vortheile dar: 1. Kann man mit derselben Lasten auf jede beliebige Höhe heben, und 2. die Richtung der Kraft je nach Umständen verändern, ohne daß dadurch ihre zum Heben einer Last erforderliche Intensität geändert wird.

Anmerkung 1. Die an dieser Maschine Statt findenden Bewegungswiderstände sind: die Achsenreibung und der durch die Steifigkeit des Seiles bedingte Widerstand. Bezeichnet daher r den Halbmesser der festen Rolle, d den Durchmesser ihrer Achse, δ die Dicke des angewendeten Seiles, α den Winkel, welchen die Richtungen der beiden Seilenden mit einander bilden und f′ den Coefficienten der Achsenreibung, so ist der von den Kräften P und Q auf die Achse der festen Rolle ausgeübte Druck

$$= \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2PQ\cos\tfrac{1}{2}\alpha]},$$

demnach die Größe des Widerstandes der Achsenreibung nach §. 42 =

$$= f' \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2PQ\cos\tfrac{1}{2}\alpha]},$$

und der aus der Steifigkeit des Seiles entspringende Widerstand, der Gleichung 2 des §. 58 gemäß, $= 0{\cdot}685\,\frac{\delta^2}{2r}\,Q$. Diesem nach muß mit Berücksichtigung der Bewegungswiderstände für den Zustand des Gleichgewichtes die Gleichung

$$Pr = Qr + \tfrac{1}{2} f' d \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2PQ\cos\tfrac{1}{2}\alpha]} + 0{\cdot}685\,\frac{\delta^2}{2r}\,Q\,r$$

bestehen, wobei aber das Gewicht der Maschine als zu unbedeutend vernachlässiget wurde. Setzt man in dem unter dem Wurzelzeichen stehenden Ausdrucke dieser Gleichung näherungsweise P = Q, so findet man für P den Näherungswerth

$$P = \left[1 + f'\frac{d}{r}\cos\tfrac{1}{2}\alpha + 0{\cdot}685\,\frac{\delta^2}{2r}\right] Q \;\ldots\; (1,$$

und, wenn die beiden Seilstücke zu einander parallel liegen, wegen $\alpha = o$ den Näherungswerth

$$P = \left[1 + f' \frac{d}{r} + 0{\cdot}685 \frac{\delta^2}{2r}\right] Q \ldots (2,$$

für welchen Fall sich übrigens durch directe Ableitung der richtige Werth

$$P = \frac{1 + \frac{1}{2} f' \frac{d}{r} + 0{\cdot}685 \frac{\delta^2}{2r}}{1 - \frac{1}{2} f' \frac{d}{r}} Q \ldots (3$$

ergibt.

Anmerkung 2. Der Erfahrung zu Folge besteht das Maximum der Leistung eines Menschen an dieser Maschine bei continuirlich fortdauernder Arbeit, wobei er nach gehobener Last stets das Seil leer zurückgehen läßt, in dem Erheben von 30 bis 35 Pfund mit einer Geschwindigkeit von 0·6 Fuß in der Secunde, so daß der Effect einer solchen Arbeit auf 18 bis 21 Fußpfund, und die tägliche Leistung des Menschen bei einer 8stündigen Arbeitszeit auf 516800 bis 604800 Fpf veranschlagt werden kann.

2. Der Hebel.

§. 202. Erklärung. Der Hebel, als Maschine zur Aufnahme der menschlichen Kraft betrachtet, dient zur Hervorbringung einer hin- und hergehenden Bewegung überhaupt, meistentheils aber zur Hervorbringung einer auf- und niedergehenden Bewegung, wobei der Widerstand entweder nur nach einer Richtung, oder aber beim Auf- und Niedergange des Hebels zu überwinden ist. Je nachdem nun derselbe ein ein- oder zweiarmiger ist, wirkt auch der Widerstand entweder an demselben Hebelarme, wie die Kraft, oder es wirken Widerstand und Kraft an besonderen Hebelarmen. Im ersteren Falle kann der Angriffspunkt des Widerstandes entweder zwischen dem Angriffspunkte der Kraft und dem Drehungspunkte des Hebels, oder aber so liegen, daß sich der Angriffspunkt der Kraft zwischen dem Angriffspunkte des Widerstandes und dem Drehungspunkte befindet.

Die am Hebel wirkende Kraft ist entweder die Muskelkraft der Hände oder der Füße des Menschen. Durch die Muskelkraft der Hände wirkt er entweder unmittelbar an dem Ende des Hebelarmes, in welchem Falle derselbe meistentheils mit einem Griffe a (Fig. 148) versehen ist, wie dieses z. B. bei den Druckpumpen der hydraulischen Pressen, bei den Handfeuerspritzen u. s. w. der Fall ist, oder an einer durch das Ende des Hebelarmes durchgesteckten Querstange b (Fig. 149, 1 und 2), wie bei den großen Feuerspritzen, oder aber an einer am Hebelarm-

Fig. 148.

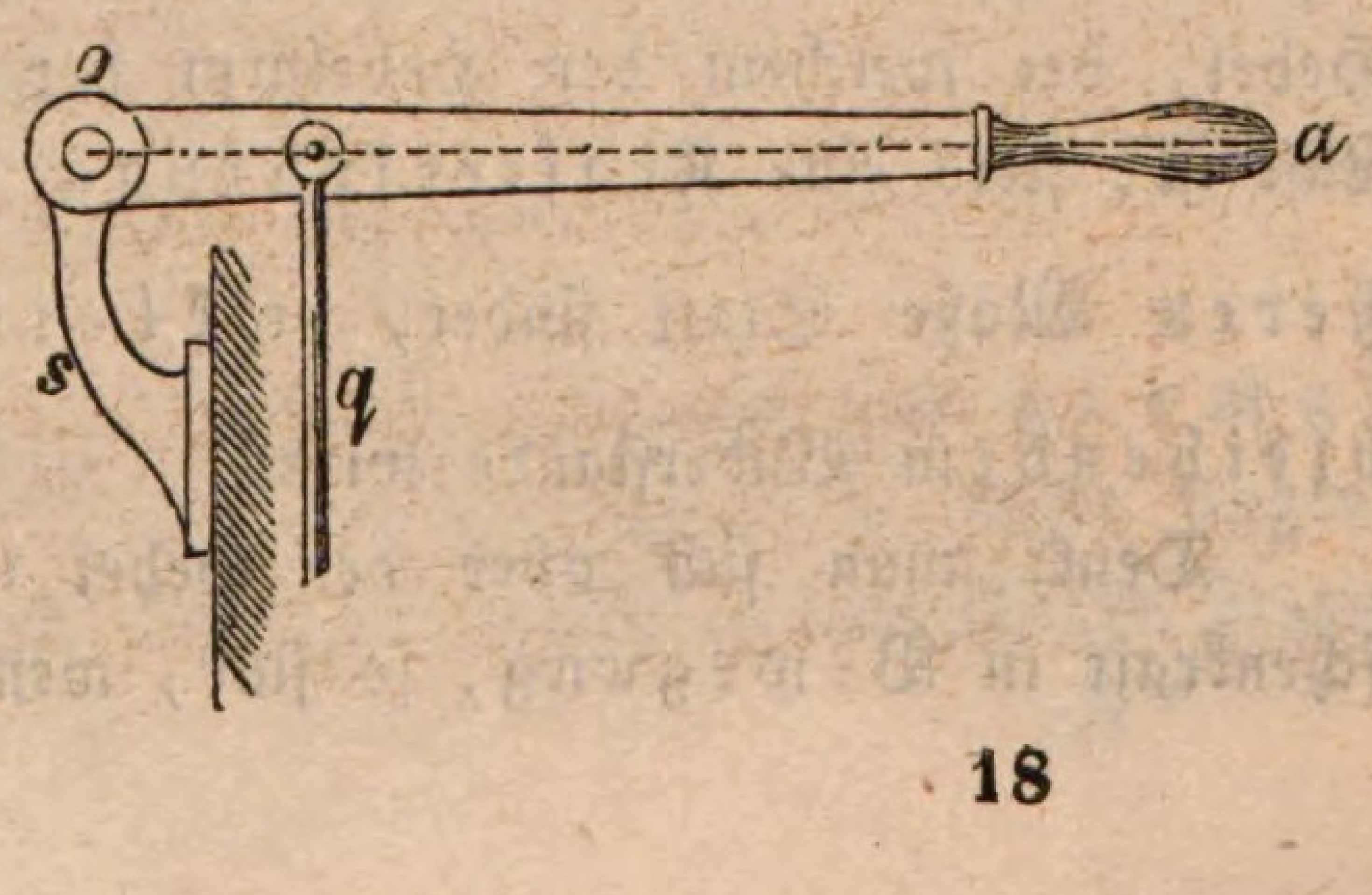


Fig. 149.

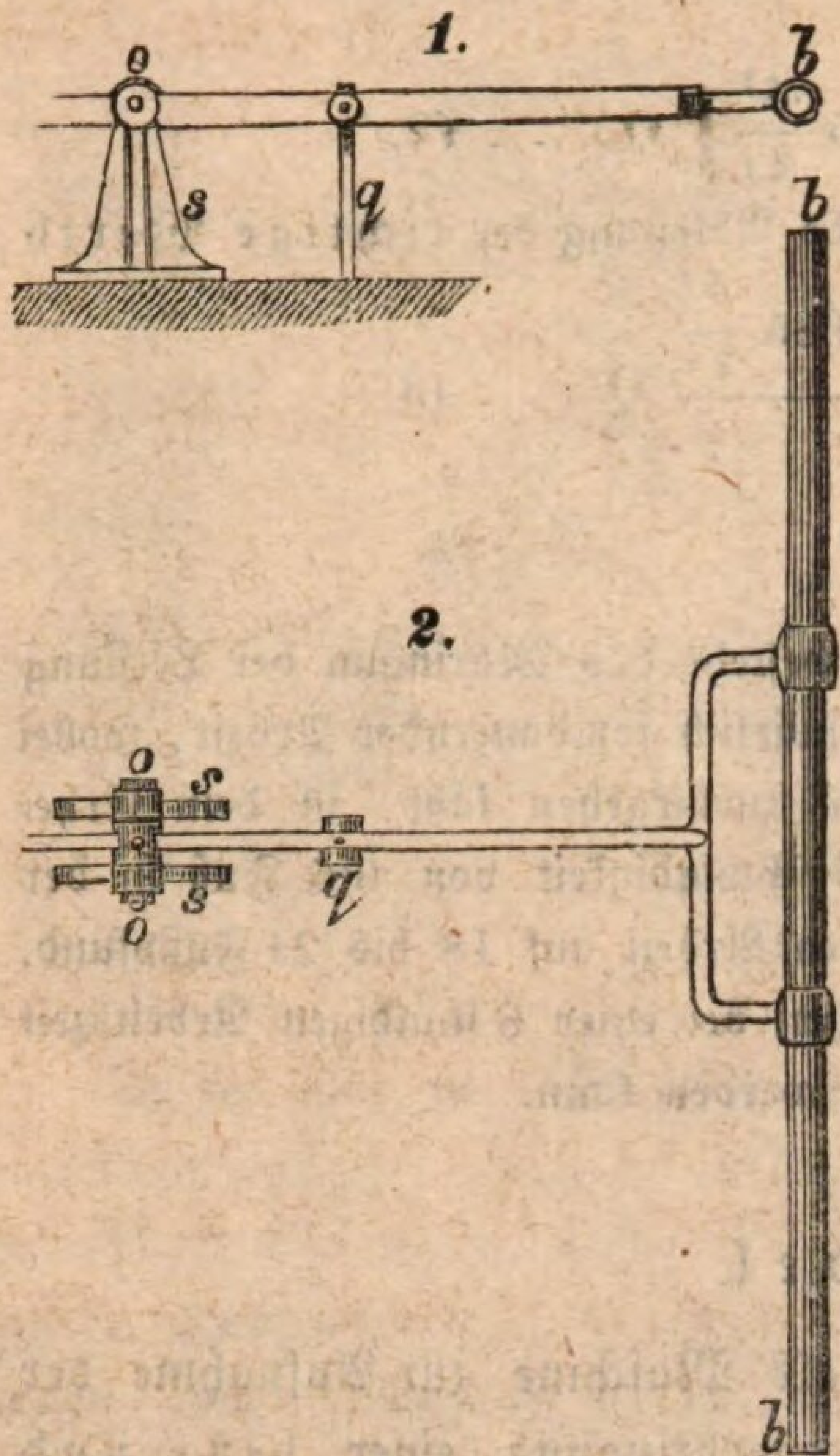
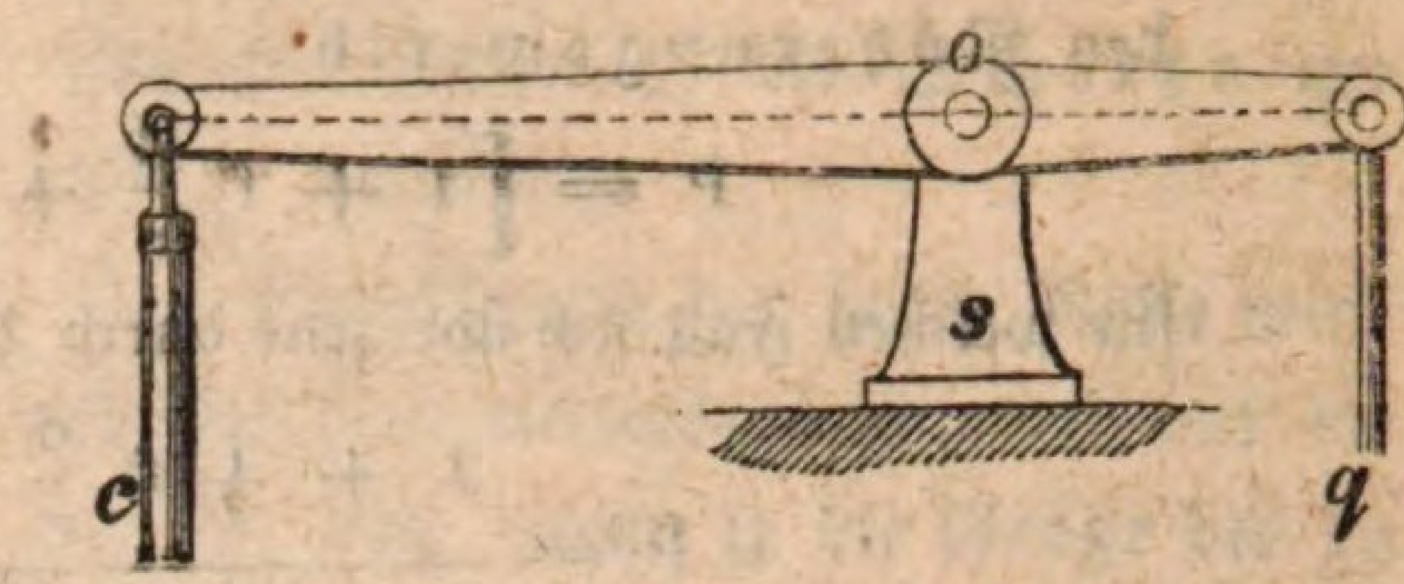


Fig. 150.



ende angehängten Stange c (Fig. 150), dem sogenannten *Schwengel*, wie dieses bei den gewöhnlichen Brunnenpumpen vorkommt. In allen drei Fällen ist o (Fig. 148, 149 und 150) der am Ständer s angebrachte Drehungspunkt des Hebels und q die Stange, an welcher der Widerstand der Kraft entgegenwirkt. Manchmal wirkt der Mensch am Hebel durch die *Muskelkraft seiner Füße*, also durch das *Treten*, welches bei allen Maschinen der Fall ist, die mit einem Pedalmechanismus (§. 174) versehen sind, wie z. B. bei den kleinen Drehbänken, den Schleifmaschinen u. s. w.

Die *Anwendung* des Hebels als Maschine ist nur in *jenen* Fällen *nützlich*, in welchen eine *augenblickliche Wirkung* verlangt wird, oder ein *großer Widerstand* durch einen *kleinen Weg* überwunden werden soll.

§. 203. Theorie dieser Maschine. Da die Theorie dieser Maschine *für den Zustand des Gleichgewichtes mit Berücksichtigung der Zapfenreibung* bereits in dem §. 44 abgeleitet wurde, so erübriget uns nur noch einige wichtige Bemerkungen beizufügen.

Bezeichnet man mit L und l die Hebelarme der Kraft und des Widerstandes, so muß *für den Zustand des Gleichgewichtes ohne Berücksichtigung der Zapfenreibung*, wenn Kraft und Widerstand *normal* auf ihre Hebelarme einwirken, wie bekannt die Gleichung

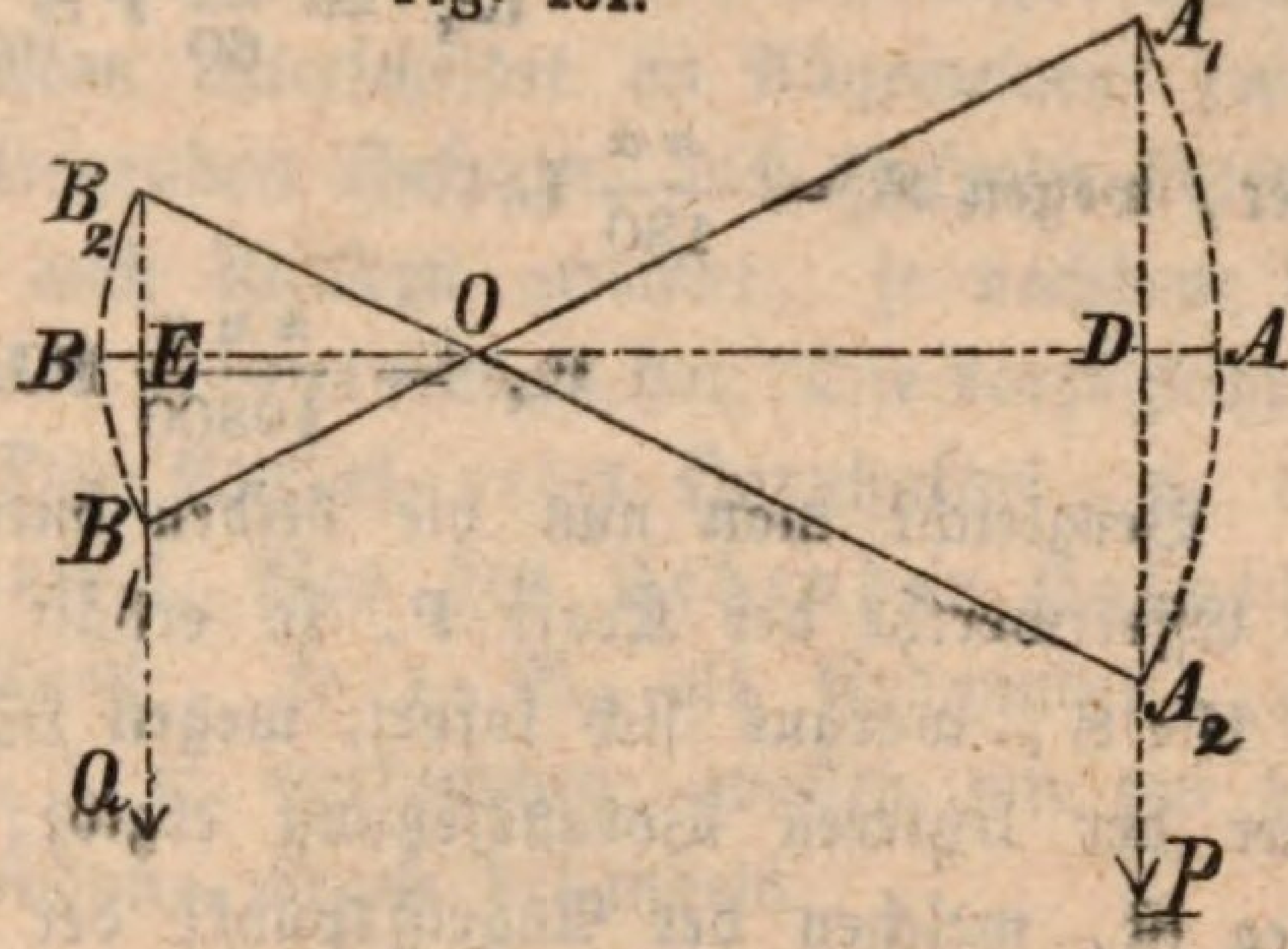
$$PL = Ql \;.\;.\;.\; (1$$

bestehen. Ist nun $L > l$, so muß $P < Q$ sein, woraus folgt, daß bei einem Hebel, bei welchem der Hebelarm der Kraft *größer*, als derjenige der Last ist, stets eine *Kraftersparung* und zwar in einem um *desto größeren* Maße Statt findet, *je kleiner* das Verhältniß $\frac{l}{L}$ bei *gleich bleibendem* Widerstande wird.

Denkt man sich aber den Hebel in Folge der Einwirkung der Menschenkraft in *Bewegung*, so sind, wenn die *Richtungen* der Kraft und

des Widerstandes während eines jeden Spieles desselben als *unveränderlich* betrachtet werden, $A_1 D A_2 = H$ und $B_1 E B_2 = h$ (Fig. 151) die *Wege*, durch welche sie während dieser Zeit wirken, PH und Qh aber ihre bezüglichen *Wirkungen*. Während eines jeden Spieles muß aber

Fig. 151.



$$PH = Qh \;.\;.\;.\; (2$$

sein, woraus man ersehen kann, daß für einen *gleich bleibenden* Werth von Qh der Weg H der Kraft um *desto größer* ausfallen muß, *je kleiner* die zur Ueberwindung des Widerstandes angewendete Kraft ist, so daß *für den Zustand des Gleichgewichtes* zwischen Kraft und Widerstand an dieser Maschine wohl eine *Kraftersparung* Statt finden kann, daß aber, wenn sich die Maschine *in Bewegung* befindet, *gerade so viel an dem Wege, durch welchen die Kraft wirken muß, also auch an Zeit* (folglich auch an Geschwindigkeit der Bewegung) *verloren geht, als der Gewinn an Kraft beträgt*. Denn wäre die Kraft z. B. viermal kleiner als der durch den Weg h zu überwindende Widerstand Q, also $P = \frac{1}{4} Q$, so müßte sie während eines Spieles durch einen Weg thätig sein, welcher viermal so groß ist, als der Weg der Last; es müßte also $H = 4h$ sein, da nur auf diese Weise das Product $PH = \frac{1}{4}Q \cdot 4h = Qh$ wird. Der *Vortheil* dieser Maschine liegt daher, wie der aller anderen Maschinen (§. 103) *nur darin*, daß durch die Wirkung der Menschenkraft an derselben ein Widerstand überwunden werden kann, welcher sonst durch die Arbeit des Menschen aus freier Hand entweder gar nicht, oder nur auf eine minder entsprechende Weise überwältiget werden könnte.

Macht der Hebel n Spiele in der Minute und ist α der Schwingungswinkel desselben im Gradmaße ausgedrückt, so ist der *mittlere Effect der Kraft*, wenn sich ihre *Richtung* während eines Spieles *nicht ändert*,

$$E = \frac{n}{60} PH \;.\;.\;.\; (3,$$

oder, wegen $H = 2L \sin \frac{1}{2}\alpha$, auch

$$E = \frac{n}{30} PL \sin \tfrac{1}{2}\alpha \;.\;.\;.\; (4.$$

Wenn aber die *Kraft* während eines Spieles stets *normal* auf ihren Hebelsarm einwirkt, sich also ihre *Richtung* in jedem Augenblicke der Bewegung *ändert*, so ist, wenn man mit S den Bogen bezeichnet,

welchen der Angriffspunkt der Kraft während eines Spieles zurücklegt, der Effect derselben

$$E_1 = \frac{n}{60} P S \ldots (5,$$

oder, wegen $S = \frac{\pi \alpha}{180} L$,

$$E_1 = \frac{\pi n \alpha}{10800} P L \ldots (6.$$

Vergleicht man nun die beiden durch die Ausdrücke 3 und 5 bestimmten Effectwerthe der Kraft P, so erhält man die Proportion $E : E_1 = H : S$, woraus sich sofort, wegen $S > H$ die größere Leistung der Kraft unter der letzteren Voraussetzung ergibt; und da S überhaupt der größte Weg ist, welchen der Angriffspunkt der Kraft zurücklegen kann, so erhellet, daß die beiden Effectwerthe 5 und 6 das Maximum der Leistung der Menschenkraft am Hebel bestimmen.

Setzt man in den Ausdrücken 5 und 6 statt P den aus der Gleichung 1 sich ergebenden Werth, nämlich $\frac{l}{L} Q$, so erhält man die Nutzleistung der Kraft, während diese Ausdrücke die totale Leistung der Kraft geben, wenn man statt P den entsprechenden der in dem §. 44 mit Berücksichtigung der passiven Widerstände abgeleiteten Werthe setzt.

Anmerkung 1. Der Schwingungswinkel eines Hebels soll zur Vermeidung einer zu großen Richtungsänderung 60 Grad nicht übersteigen und die Länge des Hebelarmes, an welchem die Kraft wirkt, so gewählt werden, daß ihr Angriffspunkt bloß einen der doppelten Armlänge des Menschen entsprechenden Weg von 2·5 bis 3·5 Fuß zurücklegt. Soll aber der Angriffspunkt der Kraft diesen Weg zu beschreiben im Stande sein, so muß derselbe bei dem mittleren Stande des Hebels in einer Höhe von 3 bis 3·5 Fuß über dem Fußboden liegen.

Anmerkung 2. Der Erfahrung zu Folge kann ein Mensch an einem Hebel, indem er denselben wie bei einem Pumpbrunnen in vertikaler Richtung abwechselnd schiebt und zieht, bei einer täglichen Arbeitszeit von 8 Stunden mit der mittleren Kraftanstrengung von 9 Pfund und mit einer Geschwindigkeit von 3·5 Fuß arbeiten, so daß der erzielte Effect auf 31·5 und die tägliche Arbeit auf 907200 Fußpfund geschätzt werden kann.

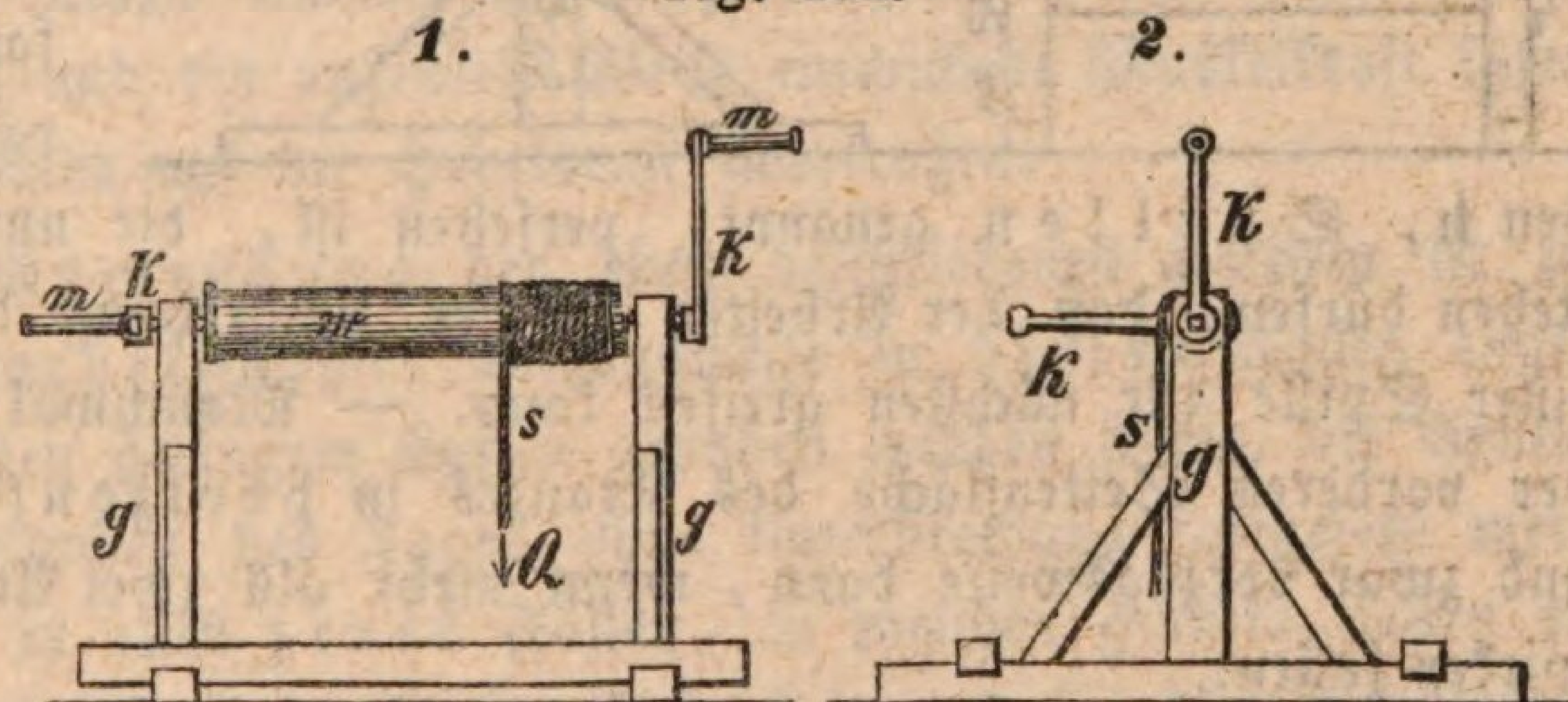
Anmerkung 3. Der Einfluß, welchen das eigene Gewicht des Hebels auf den Angriffspunkt der Kraft ausübt, (wenn der Schwerpunkt desselben auf der Seite der Kraft liegt), wird am einfachsten und zugleich am sichersten dadurch bestimmt, daß man untersucht, welchen Druck der leere, um seinen Drehungspunkt frei drehbare, und im Angriffspunkte der Kraft auf einer Wage gestützte Hebel bei horizontaler Lage auf diese ausübt. Soll nun das eigene Gewicht des Hebels in Rechnung gebracht werden, so hat man den auf diese Weise ermittelten Druck von der nach §. 44 ohne Berücksichtigung des Hebelgewichtes für den Gleichgewichtszustand berechneten Kraft abzuziehen.

3. Die Haspeln.

§. 204. **Eintheilung dieser Maschinen.** Ein Haspel ist nichts anderes als ein Rad an der Welle. Man unterscheidet im Allgemeinen zwei Arten von Haspeln und zwar die **liegenden Haspeln**, auch **Haspeln schlechthin**, und die **stehenden Haspeln**, auch **Winden** genannt, je nachdem die Welle eine horizontale oder eine verticale Lage hat. Die vorzüglichsten liegenden Haspeln sind: a. Der **Kurbel-** oder **Hornhaspel**, b. der **Kreuzhaspel**, und c. der **Spillenhaspel**. Von den stehenden Haspeln, welche ebenfalls in verschiedener Form, so z. B. als Erdwinden, als Schiffswinden, als Tummelbaum u. s. w. vorkommen, wollen wir nur den **Tummelbaum** seiner häufigen Anwendung wegen behandeln.

§. 205. **Beschreibung des Kurbel- oder Hornhaspels.** Derselbe besteht aus einer Welle w (Fig. 152, 1 und 2), welche vermittelst zweier Zapfen in einem hölzernen Gestelle g drehbar gelagert ist. An den Enden der Zapfen sind außerhalb des Gestelles Handkurbeln k (unter einem rechten Winkel gegen einander) aufgesteckt, oder es sind die Zapfen verlängert und knieförmig in der Form einer Handkurbel gebogen. An der Welle wickelt sich ein Seil (oder eine Kette) s auf, welches die zu hebende Last Q trägt.

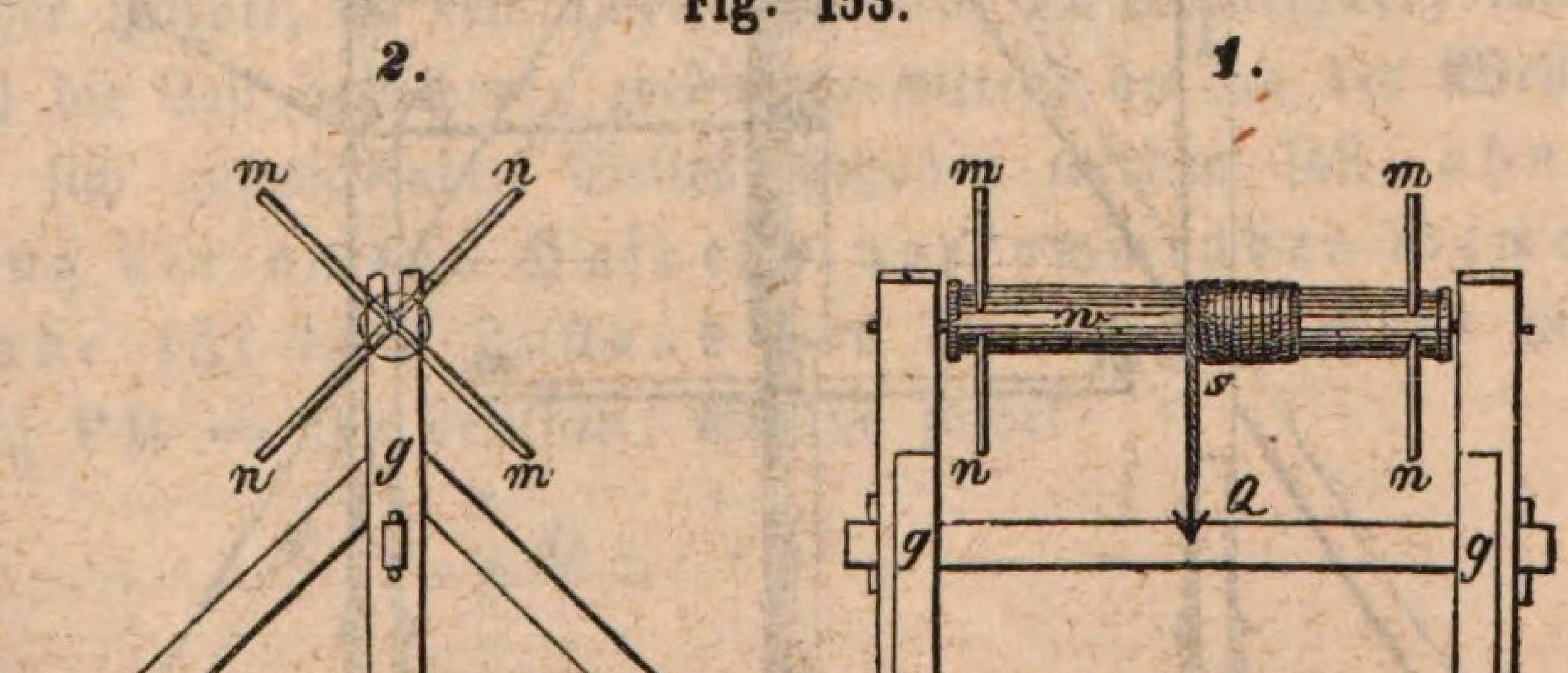
Fig. 152.



Die Menschen wirken an den Kurbeln vorzugsweise durch die Muskelkraft ihrer Hände, zum Theile aber auch durch das Gewicht ihres Oberkörpers, indem sie die Kurbelgriffe in Kreisen bewegen, und auf diese Weise der Welle eine rotirende Bewegung ertheilen.

§. 206. **Beschreibung des Kreuzhaspels.** Dieser besteht ebenfalls aus einer, vermittelst zweier Zapfen in einem hölzernen Gestelle g gelagerten Welle w (Fig. 153, 1 und 2), an welcher sich ein Seil s aufwickelt, vermittelst dessen die Last Q

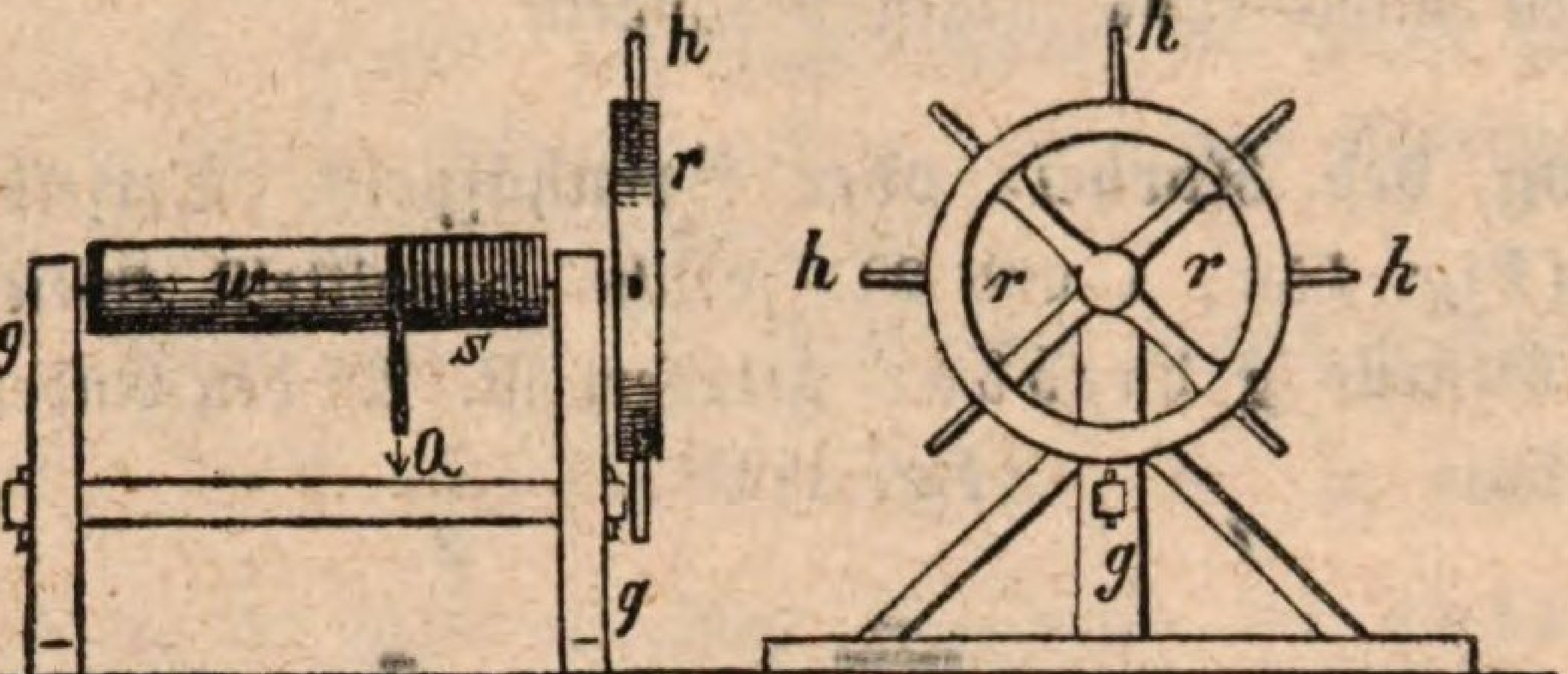
Fig. 153.



hinaufgezogen wird. Durch die Welle sind an einem oder an beiden Enden derselben je zwei Stangen m m und n n von Holz (Durchsteckarme) kreuzförmig durchgesteckt, welche demnach vier unter rechten Winkeln gegen einander stehende Hebelarme bilden, an welchen der Mensch wirkt, indem er sie mit der Hand nach einander ergreift und herabbewegt, manchmal aber auch, besondes wenn die zu hebende Last groß ist, durch das Anhängen an den Armen noch sein Gewicht an der Maschine wirken läßt.

§. 207. Beschreibung des Spillenhaspels. Auch dieser Haspel besteht aus einer in dem hölzernen Gestelle g gelagerten Welle w (**Fig. 154, 1 und 2**), an der sich das Seil s aufwickelt, vermittelst dessen eine daran hängende Last Q gehoben wird. An der Verlängerung des einen Zapfens der Welle ist ein verticales Rad r aufgesteckt, welches an dem äußeren Umfange seines Kranzes mit radial stehenden Handhaben h, S p i l l e n genannt, versehen ist, die nur so weit aus einander stehen dürfen, daß der Arbeiter bei der Umdrehung des Rades bequem von einer Spille zur nächsten greifen kann. — Manchmal werden die Spillen an der vorderen Seitenfläche des Kranzes in h o r i z o n t a l e r Lage angebracht und zwar vorzugsweise dann, wenn mehr als zwei Arbeiter an diesem Haspel wirken sollen.

1. **Fig. 154.** 2.



Dieses Haspels bedient man sich v o r z u g s w e i s e dann, wenn die Arme des Kreuzhaspels zum Behufe der Ueberwindung einer größeren Last z u l a n g ausfallen würden, so daß der Arbeiter außer Stande wäre, von einem Arme zum andern zu greifen.

§. 208. Beschreibung des Tummelbaumes. Diese Maschine besteht aus einem aus Balken angefertigten, rücksichtlich seiner Form aus der neben- und nachstehenden Figur (**Fig. 155, 1 und 2**) ersichtlichen Gestelle, und einer zwischen den beiden horizontal liegenden Balken cc und d d drehbar angebrachten stehen-

Fig. 155.

1.

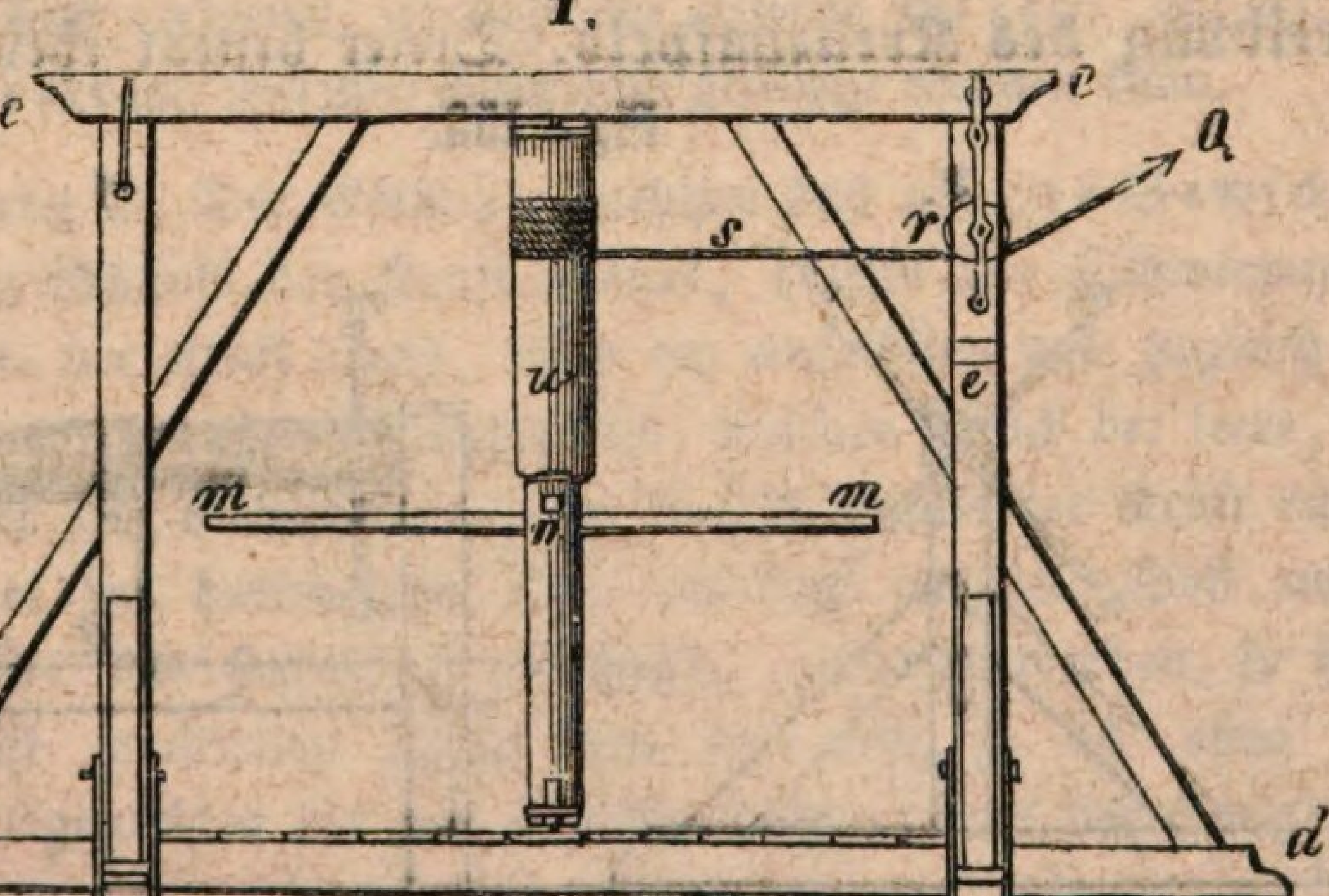
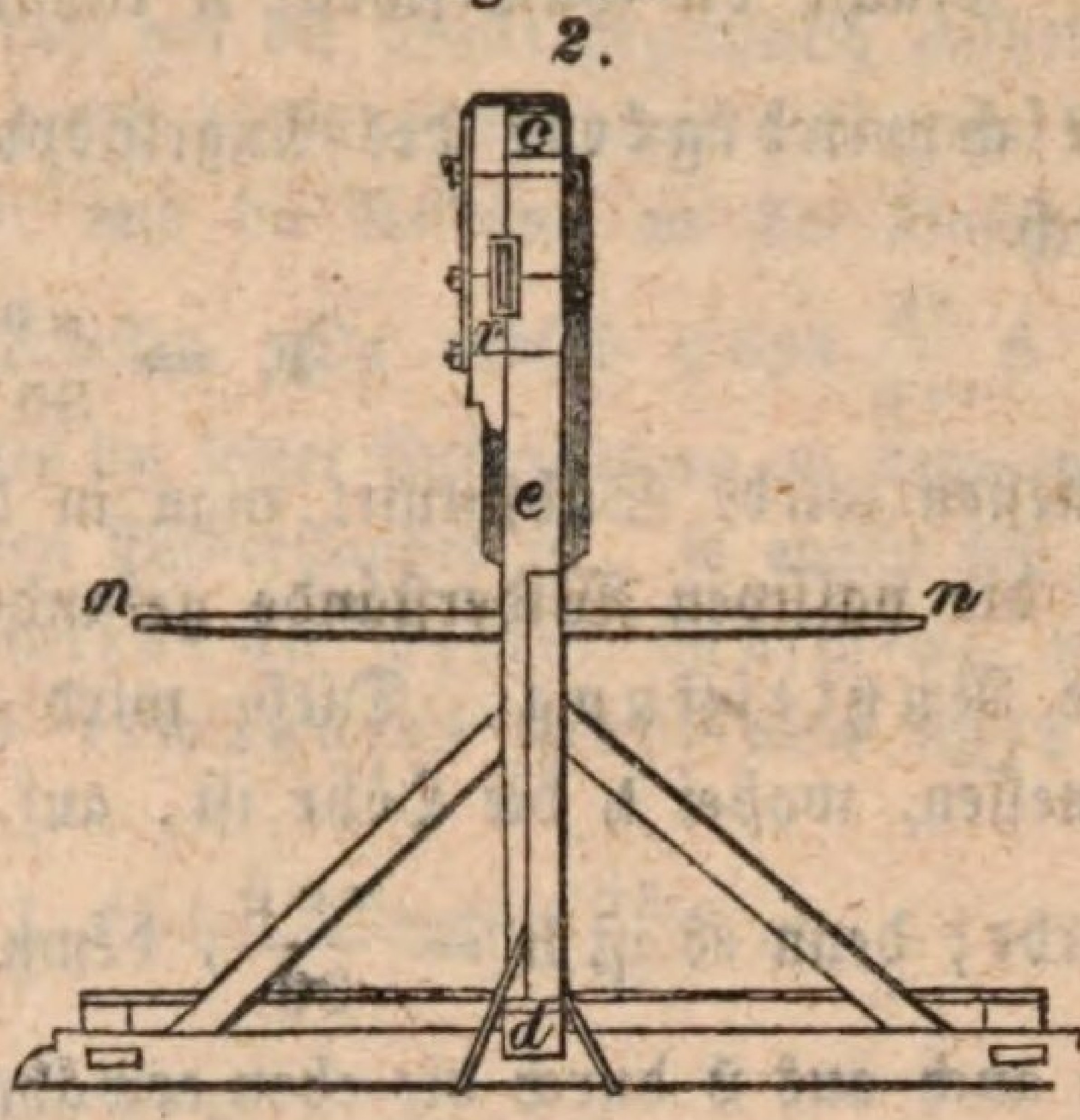


Fig. 155.



den Welle w, durch welche kreuzförmig zwei hölzerne Stangen mm und nn horizontal durchgesteckt sind, so daß ihre aus der Welle hervorstehenden Theile vier unter einem rechten Winkel gegen einander liegende Hebelarme bilden. An dem oberen cylindrischen Theile der Welle wickelt sich das vermittelst einer an dem Balken e des Gestelles befindlichen festen Rolle r in normaler Richtung gegen dieselbe geführte Seil s auf, welches an einem oberhalb dieser Maschine befindlichen Punkte über eine dort angebrachte feste Rolle geht und die zu hebende Last Q trägt, wodurch der in horizontaler Richtung wirkende Zug in einen verticalen verwandelt wird. — Die Arbeiter wirken an den früher erwähnten Hebelarmen, indem sie auf dem aus der Figur ersichtlichen Breiterboden im Kreise um die Welle herumgehend, sich gegen diesen mit ihren Füßen stützen und die auf diese Weise entwickelte Muskelkraft ihrer Füße vermittelst der Hände auf die Hebelarme übertragen.

Rücksichtlich der Anwendung der eben beschriebenen Haspeln ist zu bemerken, daß der Kurbelhaspel vorzugsweise in diesen Fällen angewendet wird, in welchen geringere Lasten gehoben werden sollen, die Arbeit aber durch mehrere Stunden des Tages ohne Unterbrechung fortgesetzt werden soll; wo hingegen in allen jenen Fällen, in welchen größere Lasten zu heben sind, und die Arbeit nur durch eine kurze Zeit und bei längeren Unterbrechungen Statt zu finden hat, der Kreuz- und Spillenhaspel zur Anwendung gebracht wird. Sind aber große Lasten, wie z. B. Bauhölzer, Quadersteine u. s. w. auf große Höhen, z. B. auf hohe Gebäude zu heben, so bedient man sich zu dieser Arbeit des Tummelbaumes.

§. 209. Theorie der Haspeln. Da die Haspeln Anwendungen des Rades an der Welle sind, so ist ihre Theorie von der des Rades an der Welle gar nicht verschieden, und es muß sonach, wenn P die am Hebelarme von der Länge R (an der Kurbel, an den Durchsteckarmen, am Spillenrade) wirkende Kraft und Q die Last bezeichnet, welche vermittelst des an der Welle vom Halbmesser r sich aufwickelnden Seiles gehoben werden soll, ohne Berücksichtigung der an den Haspeln vorkommenden Bewegungswiderstände für den Zustand des Gleichgewichtes die Bedingungsgleichung $PR = Qr$ bestehen, woraus sofort

$$P = \frac{r}{R} Q \quad . . . (1$$

gefunden wird.

Macht die Haspelwelle n Umdrehungen in der Minute, so gibt $\frac{\pi R n}{30}$ die Geschwindigkeit des Angriffspunktes der Kraft P, so daß ihr Effect durch

$$E = \frac{\pi n}{30} P R \; . \; . \; . \; (2$$

gemessen wird. Substituirt man in diesem Ausdrucke statt P den ohne Rücksicht auf die passiven Widerstände gefundenen Werth derselben aus 1, so hat man ihre Nutzleistung. Diese wird auch unmittelbar durch das Product Qh gemessen, wobei h die Höhe ist, auf welche die Last Q in der Secunde gehoben wurde; denn es ist $h = \frac{\pi r n}{30}$, demnach $Q h = \frac{\pi n}{30} Q r$, ein Ausdruck, welcher sich auch aus 2 durch die eben erwähnte Substitution ergibt.

Anmerkung 1. Bei den liegenden Haspeln hat man die drehende Reibung der Wellzapfen in ihren Lagern und die Steifigkeit des Seiles als Bewegungswiderstände in Rechnung zu ziehen. Bezeichnet nun G das Gewicht der Haspelwelle sammt allen an ihr befindlichen Theilen, f′ den Coefficienten der drehenden Reibung, d den Zapfendurchmesser und δ die Seildicke, so ist, weil (P + Q + G) den Druck (und zwar den größten während einer Umdrehung) gibt, f′ (P + Q + G) der Betrag der drehenden Reibung an den Zapfen, und $0{\cdot}685 \frac{\delta^2}{2r} Q$ der von der Steifigkeit des Seiles herrührende Widerstand; es muß sonach mit Berücksichtigung der Bewegungswiderstände für den Zustand des Gleichgewichtes die Gleichung: $P R = Q r + \frac{1}{2} f' d (P + Q + G) + 0{\cdot}685 \frac{\delta^2}{2r} Q r$ Statt finden, woraus sich sofort

$$P = \frac{\left(r + \frac{1}{2} f' d + 0{\cdot}685 \frac{\delta^2}{2r}\right) Q + \frac{1}{2} f' d G}{R - \frac{1}{2} f' d} \; . \; . \; . \; (2$$

ergibt.

Bei dem Tummelbaume ist die Seitenreibung (drehende Reibung) der beiden Zapfen der stehenden Welle, die Reibung an der Basis ihres Fußzapfens, die Achsenreibung bei der festen Rolle r und die Steifigkeit des Seiles zu berücksichtigen. Bezeichnet man nun mit G das Gewicht der stehenden Welle, mit d den Durchmesser eines jeden der beiden Wellzapfen, mit r den Halbmesser des cylindrischen Theiles der Welle, an welchem sich das Seil aufwickelt, mit R die Länge der Hebelarme, an welchen die Kraft wirkt, mit r′ den Halbmesser der festen Rolle, mit d′ den Durchmesser ihrer Achse, mit S die Spannung des zwischen der Welle und der festen Rolle und mit Q die Spannung des außerhalb der Maschine befindlichen Seilstückes, endlich mit P die totale an den Hebelarmen dieser Maschine wirkende Kraft von m Arbeitern, wobei m eine gerade Zahl sein soll, so ist, wenn die Kraft auf alle vier Arme des Tummelbaumes gleichmäßig vertheilt gedacht wird, der auf die beiden Wellzapfen Statt findende totale Seitendruck bloß = S, weil sich die von der Kraftäußerung der an

jedem Hebelarme wirkenden Arbeiter herrührenden Seitendrücke wegen der symmetrischen Vertheilung der Kraft um die Welle gegenseitig aufheben. Diesem nach wird der Betrag des durch diesen Seitendruck bedingten Reibungswiderstandes (§. 42) durch $f'S$, und die Reibung an der Basis des Fußzapfens (§. 38) durch $\frac{2}{3}\, fG$ gemessen. Da endlich $0{\cdot}685\, \frac{\delta^2}{2r}\, S$ die Größe des aus der Steifigkeit des Seiles bei seiner Aufwickelung an dem cylindrischen Theile der Welle entspringenden Widerstandes ist, so ergibt sich für den Zustand des Gleichgewichtes an dieser Maschine mit Berücksichtigung der anfangs erwähnten passiven Widerstände die Gleichung

$$PR = Sr + \tfrac{1}{2}\, f'dS + \tfrac{1}{3}\, fdG + 0{\cdot}685\, \frac{\delta^2}{2r}\, Sr,$$

aus welcher sofort

$$P = \frac{S\left(r + \frac{1}{2}\, f'd + 0{\cdot}685\, \frac{\delta^2}{2}\right) + \frac{1}{3}\, fdG}{R} \quad \ldots (3$$

folgt. Dabei ist, wenn α den Winkel bezeichnet, welchen die beiderseits der Rolle r liegenden Seilstücke mit einander bilden, die Seilspannung S, der Gleichung 1 des §. 201 gemäß, durch den Näherungswerth

$$S = \left[1 + f'\, \frac{d'}{r'} \cos \tfrac{1}{2}\, \alpha + 0{\cdot}685\, \frac{\delta^2}{2\,r'}\right] Q \quad \ldots (3'$$

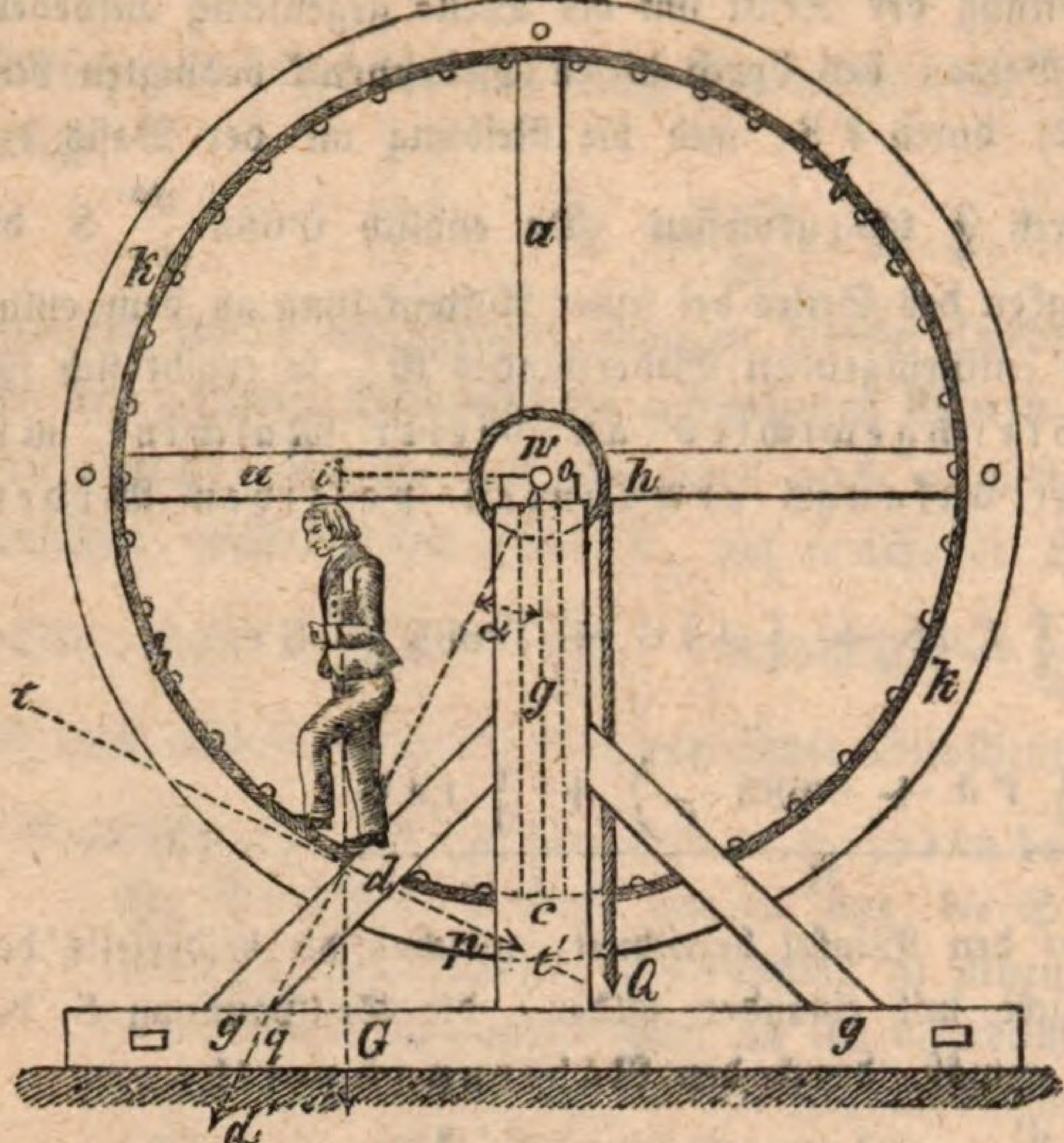
bestimmt.

Anmerkung 2. Der Erfahrung zu Folge kann ein an einem Spillenrade arbeitender Mensch, wenn er im Niveau der Radachse wirkt, bei einer mittleren Anstrengung von 100 Pfund und einer Geschwindigkeit von 0·5 Fuß einen Effect von 50 Fpf, folglich bei der täglichen Arbeitsdauer von 8 Stunden eine tägliche Leistung von 1,440,000 Fpf hervorbringen, wogegen er, gegen den unteren Theil des Rades unter einem Winkel von 24 Grad wirkend, nur einen Effect von 47·3 Fpf bei der mittleren Anstrengung von 21·5 Pfd und der mittleren Geschwindigkeit von 2·2 Fuß, also in 8 Arbeitsstunden täglich eine tägliche Leistung von 1,362,240 Fpf hervorzubringen vermag. Bei der Arbeit an einer Kurbel kann ein Mensch im Maximo einen Effect von 33·6 Fpf, folglich bei der täglichen Arbeitszeit von 8 Stunden eine tägliche Leistung von 967680 Fpf entwickeln, wenn er mit der mittleren Kraft von 14 Pfd und der mittleren Geschwindigkeit von 2·4 Fuß thätig ist, wobei die Kurbel, der Armlänge des Menschen entsprechend, eine Länge von 16 bis 18 Zoll haben muß.

4. Das Laufrad.

§. 210. Beschreibung dieser Maschine. Das Laufrad (Fig. 156) besteht aus zwei hölzernen Radkränzen k, welche mit der horizontalen, vermittelst zweier Zapfen in den Lagern des Gestelles g liegenden Welle w von Holz durch ebenfalls hölzerne Durchsteckarme a verbunden sind. Beide Radkränze sind ferner an ihrem inneren Umfange durch (an diesen angenagelten) Dielen vereiniget, welche einen Boden b bilden, auf dem im Inneren des Rades Latten, Trittleisten genannt, in einer Entfernung von 1·5 Fuß von einander angenagelt

Fig. 156.



sind. Es ist nun leicht zu begreifen, daß, wenn an dem Umfange der Welle irgend ein Widerstand, z. B. eine an dem um die Welle geschlungenen Seile angehängte Last wirkt, ein oder mehrere im Inneren des Rades um einen kleinen Bogen vom tiefsten Punkte des inneren Radumfanges seitwärts stehenden Arbeiter, welche um ihren Standpunkt nicht zu verändern, während der durch ihr Gewicht bewirkten Drehung des Rades stets auf die nächst folgende Latte treten, diese zu heben im Stande sein werden, wenn zwischen Kraft und Last das richtige Verhältniß Statt finden wird.

Anmerkung. Der Durchmesser eines Laufrades wird gewöhnlich zu 16 bis 18 Fuß angenommen, damit die Arbeiter unter der Welle aufrecht stehen können. Sollen Thiere (Pferde, Ochsen) zum Betriebe desselben verwendet werden, so gibt man ihm einen Durchmesser von mindestens 24 Fuß.

§. 211. Theorie des Laufrades. Ist d (Fig. 156) derjenige Punkt im Inneren des Rades, in welchem die Arbeiter, deren Zahl wir mit m bezeichnen wollen, während der Bewegung des Rades stehen müssen, damit zwischen ihrem Gewichte m G, als motorischer Kraft, und der zu hebenden Last (oder allgemein dem zu überwindenden Widerstande) Q Gleichgewicht Statt findet, und man zieht an diesen Punkt des inneren Radumfanges die Tangente t t', so wirken die Arbeiter an dieser Maschine gerade so, als ob sie während der ganzen Dauer der Arbeit auf einer schiefen Ebene t t' hinaufgehen würden. Ist daher $doc = \alpha$ der Winkel, um welchen dieselben von dem untersten Punkte des Rades abstehen, und man zerlegt ihr Gewicht m G in die zwei unter einem rechten Winkel wirkend gedachten Seitenkräfte p und q nach den Richtungen d t' und d d', so wird die Seitenkraft q durch die Festigkeit des Radbodens aufgehoben, und es wirkt nur die Seitenkraft

$$p = mG \sin \alpha \quad . \; . \; . \; (1$$

auf Umdrehung desselben. Diese Seitenkraft gibt sonach die Anstrengung der Arbeiter an.

Wirkt ferner die Last (oder der Widerstand überhaupt) Q an einem Hebelarme $oh = r$ und ist $od = R$ der Halbmesser des Laufrades, so muß

ohne Berücksichtigung der an dieser Maschine vorkommenden Bewegungswiderstände für den Zustand des Gleichgewichtes die Gleichung $pR = Qr$, oder, wenn man für p den Werth aus 1 setzt, auch

$$mGR\sin\alpha = Qr \ldots (2$$

bestehen. Da nun $mG\sin\alpha$ die Anstrengung ist, mit welcher die Arbeiter an dieser Maschine arbeiten, so erhellet, daß sie gegenüber den früher behandelten Haspeln keinen Gewinn gewährt, weil für diese die nämliche Bedingungsgleichung $PR = Qr$ gefunden wurde, in welcher P die Anstrengung der Arbeiter bezeichnet.

Ist ferner n die Umdrehungszahl des Laufrades in einer Minute, so gibt $\frac{\pi R n}{30}$ die Geschwindigkeit des Angriffspunktes der Kraft, so daß ihr Effect durch

$$E = \frac{\pi n}{30} mGR\sin\alpha \ldots (3$$

gemessen wird.

Anmerkung 1. Bezeichnet G' das Gewicht der Maschine, d den Durchmesser eines jeden der beiden Zapfen und m die Anzahl der am Laufrade thätigen Arbeiter, so muß, wenn der Widerstand (Last) Q vertikal nach abwärts wirkt, mit Berücksichtigung der Zapfenreibung für den Zustand des Gleichgewichtes die Bedingungsgleichung $mGR\sin\alpha = Qr + \frac{1}{2}f'(nG + Q + G')d$ Statt finden, woraus sich sofort die zur Ueberwindung eines Widerstandes Q erforderliche Zahl der Arbeiter

$$m = \frac{Q\left(r + \frac{1}{2}f'd\right) + \frac{1}{2}f'dG'}{G\left(R\sin\alpha - \frac{1}{2}f'd\right)} \ldots (4,$$

oder der Steigwinkel α durch

$$\sin\alpha = \frac{Q\left(r + \frac{1}{2}f'd\right) + \frac{1}{2}f'\left(nG + G'\right)d}{mGr} \ldots (5$$

ergibt.

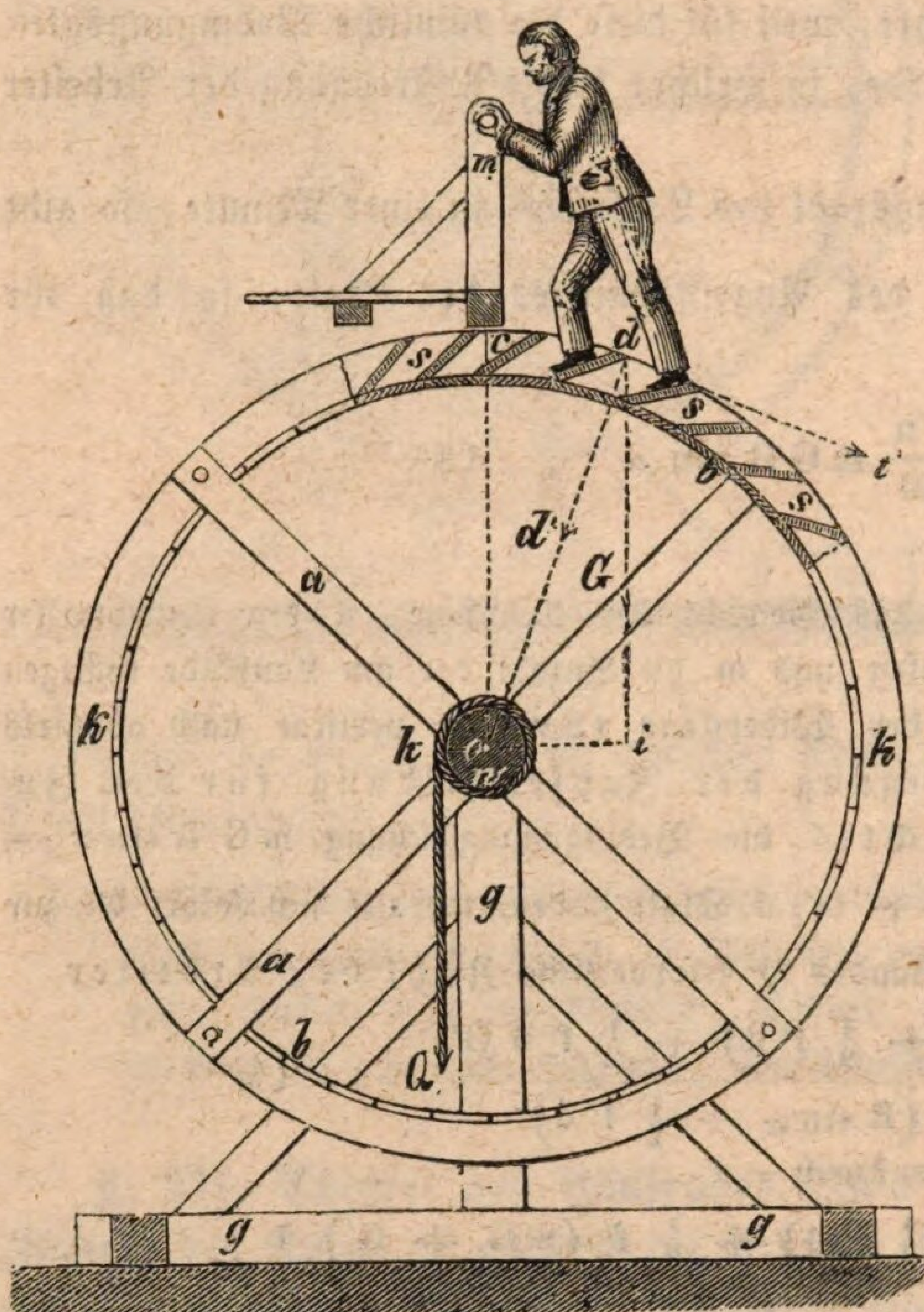
Anmerkung 2. Der Erfahrung zu Folge kann ein Arbeiter, wenn er an einem Laufrade seinen Standpunkt um 24 Grad vom tiefsten Punkte desselben nimmt, einen Effect von 47·3 Fpf entwickeln, indem er mit 21·5 Pfund Kraftanstrengung und 2·2 Fuß Geschwindigkeit arbeitet, so daß seine tägliche Leistung bei 8 Stunden Arbeitszeit auf 1,362,240 Fpf geschätzt werden kann.

Anmerkung 3. Die Laufräder werden ihrer Nachtheile wegen nur selten angewendet. Diese bestehen darin, daß sie wegen ihrer Größe kostspielig sind, durch ihr eigenes ziemlich bedeutendes Gewicht, so wie durch das Gewicht der daran arbeitenden Menschen eine bedeutende Zapfenreibung verursachen, und endlich insoferne gefährlich sind, als die Menschen durch ein zufälliges Versehen leicht verunglücken können. -- Die Anwendung von Thieren bei diesen Maschinen gewährt keinen Vortheil, und es ist die Gefahr der Beschädigung bei Benützung von Thieren viel größer als bei Menschen.

5. Das Tretrad.

§. 212. Beschreibung dieser Maschine und ihre Theorie. Das Tretrad (Fig. 157) besteht so wie das Laufrad aus zwei vermittelst Armen a mit der Welle w verbundenen Radkränzen k, und einem an ihrem inneren Umfange befindlichen Boden b. Es unterscheidet sich aber von diesem dadurch, daß es am äußeren Umfange mit zwischen den Radkränzen eingesetzten Stufen s versehen ist, auf welchen nahe am obersten Punkte des Rades die sich an einer Stange m anhaltenden Arbeiter stehen, und während der Bewegung desselben stets auf die nächstfolgende Stufe zu treten gezwungen sind.

Fig. 157.



Ist nun d der um den Winkel d o c = α von dem Radobersten abstehende Punkt des äußeren Umfanges, in welchem die Arbeiter für den Zustand des Gleichgewichtes an dieser Maschine stehen müssen, so ist es begreiflich, daß mit Beibehaltung der bei dem Laufrade angewendeten Bezeichnung auch bei dem Tretrade die für das Laufrad abgeleitete Gleichung

$$m G R \sin \alpha = Q r \quad \ldots \quad (1,$$

bestehen, so wie der den Effect der Kraft bestimmende Ausdruck

$$E = \frac{\pi n}{30} m G R \sin \alpha \quad \ldots \quad (2$$

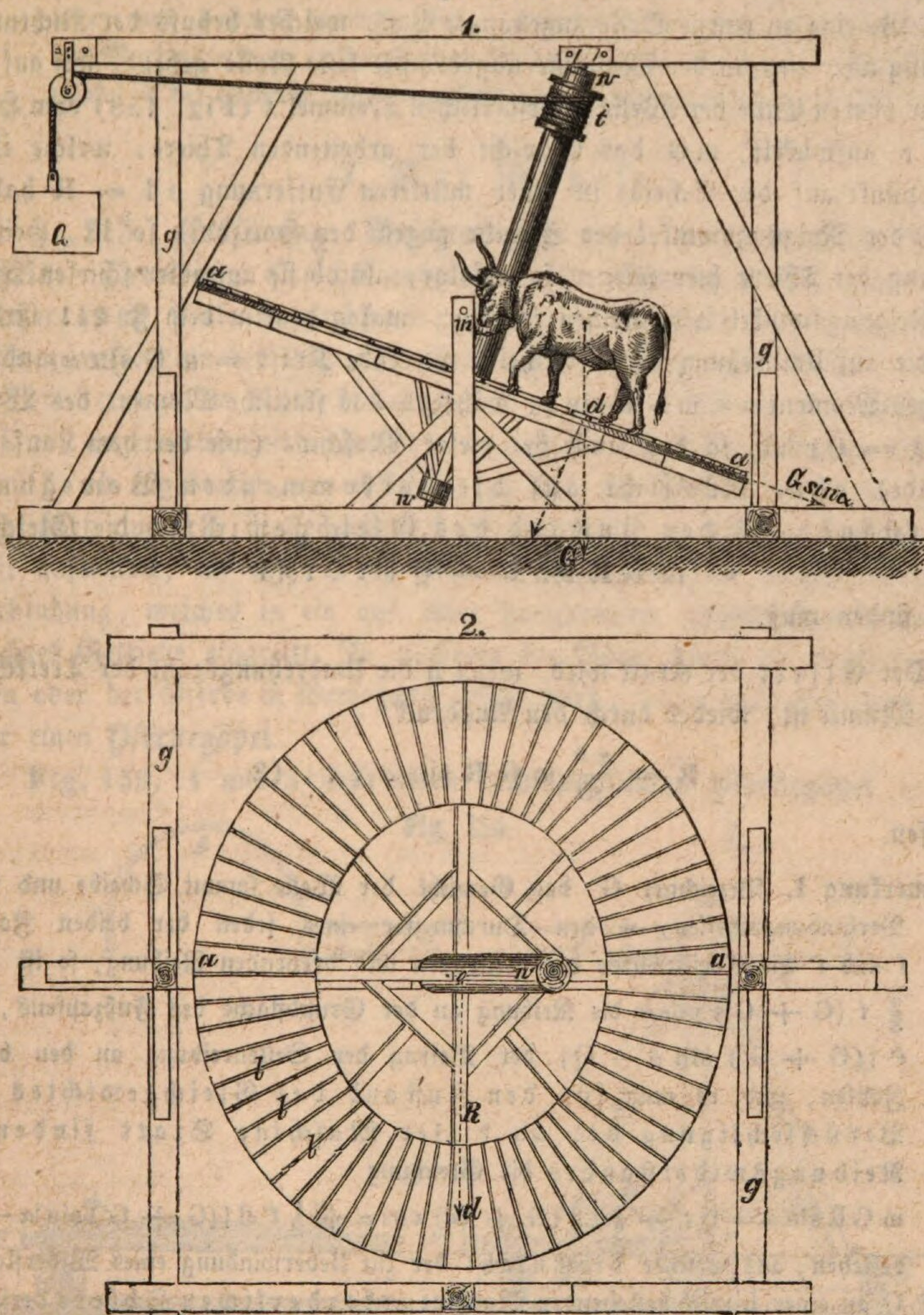
giltig sein muß.

Anmerkung. Alles in den Anmerkungen 1, 2 und 3 des vorigen Paragraphes Enthaltene hat auch bei dem Tretrade volle Giltigkeit.

6. Die Tretscheibe.

§. 213. Beschreibung dieser Maschine. Die Tretscheibe (Fig. 158, 1 und 2) besteht aus einer schiefstehenden, unten durch ein an dem Gestelle g der Maschine angebrachtes Spurlager gestützten, oben aber durch ein Halslager gehaltenen Welle ww, und einer an derselben unter einem

Fig. 158.



rechten Winkel befestigten kreisrunden, auf ihrer oberen Fläche mit angenagelten radial laufenden Latten l, den Trittleisten, versehenen Scheibe a a, welche sammt der Welle durch das Gewicht von Pferden oder Ochsen, welche in einem Punkte d der Scheibe aufgestellt und an einer Stange m angehängt werden, in Umdrehung versetzt wird, indem diese Thiere durch das Zurückweichen der Scheibe gezwungen werden auf die auf einander folgenden Trittleisten zu treten, ohne jedoch dabei ihren Standpunkt zu ändern. — Diese Maschine wird manchmal in Bierbrauereien, kleineren Branntwein-Brennereien, Oeconomien u. s. w., zum Betriebe von Schrotmühlen, Waschmaschinen, Quetschmaschinen u. s. w. angewendet.

§. 214. Theorie der Tretscheibe. Ist Q der zu überwindende Widerstand, also z. B. eine an einem Seile angehängte Last, welches behufs der Richtungsänderung über eine an der Maschine angebrachte feste Rolle gehend, sich auf der an dem oberen Ende der Welle w befindlichen Trommel t (Fig. 158) vom Halbmesser r aufwickelt, m G das Gewicht der arbeitenden Thiere, welche ihren Standpunkt auf der Scheibe in einer mittleren Entfernung o d = R haben, und α der Neigungswinkel der Scheibe gegen den Horizont, so ist, weil die Wirkung der Thiere hier wieder so erfolgt, als ob sie auf einer schiefen Ebene vom Neigungswinkel α aufsteigen würden, analog dem in dem §. 211 Erklärten, die auf Umdrehung der Tretscheibe wirkende Kraft = m G sin α und ihr statisches Moment = m G R sin α, während das statische Moment des Widerstandes = Q r ist, so daß auch bei dieser Maschine (wie bei dem Lauf- und Tretrade) ohne Rücksicht auf die vorkommenden Bewegungswiderstände für den Zustand des Gleichgewichtes die Gleichung

$$m\,G\,R \sin\alpha = Q\,r \quad \ldots (1$$

Statt finden muß.

Der Effect der Kraft wird, wenn n die Umdrehungszahl der Tretscheibe in der Minute ist, wieder durch den Ausdruck

$$E = \frac{\pi n}{30}\, m\,G\,R \sin\alpha \quad \ldots (2$$

gemessen.

Anmerkung 1. Bezeichnet G′ das Gewicht der Welle sammt Scheibe und ihren Verbindungstheilen, d den Durchmesser eines jeden der beiden Zapfen, f und f′ die Coefficienten der gleitenden und drehenden Reibung, so ist $\frac{2}{3} f (G + G') \cos\alpha$ die Reibung an der Grundfläche des Fußzapfens, und $f' [(G + G') \sin\alpha - Q]$ der Betrag der Seitenreibung an den beiden Zapfen, und es muß für den Zustand des Gleichgewichtes mit Berücksichtigung des an dieser Maschine Statt findenden Reibungswiderstandes die Gleichung

$$m\,G\,R \sin\alpha = Q\,r + \tfrac{1}{3} f d (G + G') \cos\alpha + \tfrac{1}{2} f' d [(G + G') \sin\alpha - Q]$$

bestehen, aus welcher die Anzahl der zur Ueberwindung eines Widerstandes Q an einer bereits bestehenden Maschine erforderlichen Thiere derselben Gattung

$$m = \frac{Q\left(r - \frac{1}{2} f' d\right) + G d \left(\frac{1}{3} f \cos\alpha + \frac{1}{2} f' \sin\alpha\right)}{G\left(R \sin\alpha - \frac{1}{3} f d \cos\alpha - \frac{1}{2} f' d \sin\alpha\right)} \quad \ldots (3$$

folgt.

Anmerkung 2. Die Tretscheibe, an welcher man die Thiere gewöhnlich nur durch eine kurze Zeit arbeiten läßt, wird ihrer größeren Zweckmäßigkeit wegen häufiger als das Lauf- und Tretrad angewendet. Die Vortheile derselben bestehen darin, daß die an ihr arbeitenden Thiere weniger der Gefahr der Beschädigung ausgesetzt sind, als bei dem Lauf- und Tretrade, daß man ferner den Hebelsarm R, an welchem die Kraft wirkt, durch Veränderung des Standpunktes der arbeitenden Thiere auf der Scheibe je nach dem größeren

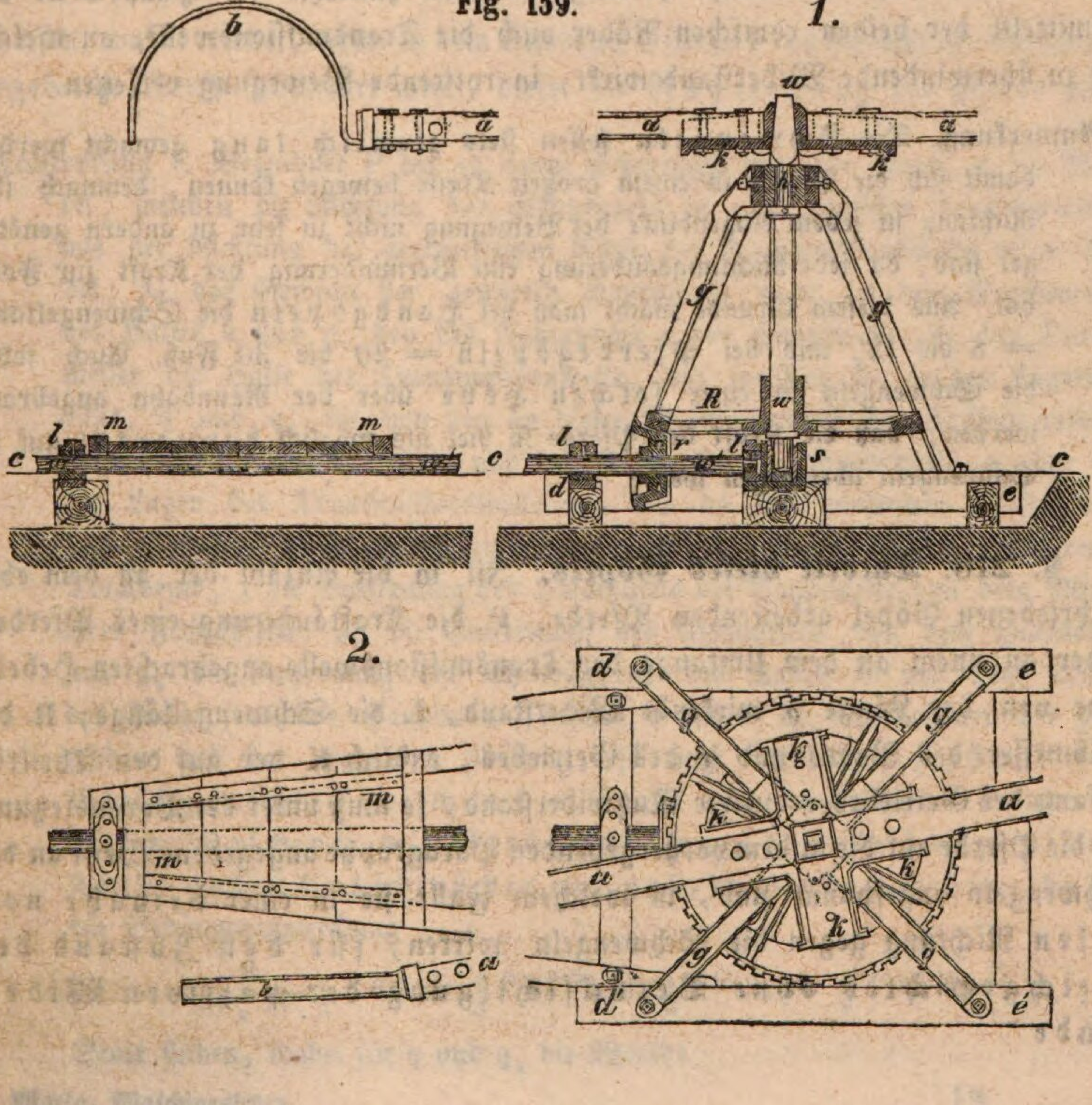
oder geringeren zu überwindenden Widerstande vergrößern oder verkleinern und dadurch bewirken kann, daß die Thiere stets mit ihrer mittleren, der Maximalleistung entsprechenden Geschwindigkeit arbeiten. — Der Neigungswinkel α der Scheibe gegen den Horizont beträgt gewöhnlich 20 bis 25 Grad.

7. Der Göpel.

§. 215. **Erklärung. Beschreibung eines transportablen Pferdegöpels.** Der Göpel ist nichts anderes als ein stehender Haspel größerer Art, welcher zum Heben größerer Lasten aus bedeutenden Tiefen, wie z. B. zum Fördern der Erze, der Steinkohlen u. s. w. aus Gruben, und zum Betriebe vieler Arbeitsmaschinen, als Mühlen, Dreschmaschinen u. s. w. angewendet wird. Im ersteren Falle ist auf der stehenden Welle ein Seilkorb angebracht, an welchem sich das zum Behufe der Richtungsänderung über eine feste Rolle gehende und durch die zu hebende Last gespannte Seil aufwickelt, im letzteren aber mit der Welle ein verzahntes Rad in Verbindung, welches in ein auf einer horizontalen Transmissionswelle angebrachtes Getriebe eingreift. Je nachdem der Göpel durch die Kraft der Menschen oder der Pferde in Bewegung gesetzt wird, nennt man ihn einen **Hand-** oder einen **Pferdegöpel**.

Fig. 159, 1 und 2 stellt einen **transportablen Pferdegöpel** in einem

Fig. 159.



verticalen Durchschnitte und einer oberen Ansicht desselben vor. w w ist die senkrecht stehende, unten in dem Spurlager s gestützte, oben aber (bei h) durch eine mit einer Metallbüchse ausgefütterte Oeffnung des gußeisernen vierfüßigen Gestelles g gehende und daselbst gehaltene Welle, an deren pyramidal geformten, über dem Gestelle liegenden Ende eine ebenfalls aus Gußeisen angefertigte und mit vier unter rechten Winkeln angegossenen, zur Aufnahme von vier Zugarmen a, den sogenannten Schwengeln bestimmten Armhülsen versehene Nabe k k (Rosette) aufgesteckt ist. Die Schwengeln sind an ihren äußeren Enden mit eisernen, zum Anspannen der Pferde dienenden Bögen b armirt. Unten an der Hauptwelle ist ein conisches Rad R angebracht, welches in ein eben solches, auf der in den Lagern l l horizontal liegenden Transmissionswelle w' w' aufgekeilles Getriebe r eingreift. d e e' d' ist der aus Balken gezimmerte Rahmen, welcher das Untergestelle des Göpels bildet, c c c die Rennbahn, auf welcher sich die an den Schwengeln angespannten Pferde (wobei die Bögen b über den Rücken der Pferde gehen und an den Kummten derselben befestiget sind) im Kreise bewegen, m m endlich eine Ueberbrückung derjenigen Stelle der Rennbahn, an welcher die Transmissionswelle w' w' durchgeht.

Es ist nun begreiflich, daß, wenn die Pferde an den Schwengeln ziehend auf der Rennbahn im Kreise herumgehen, sie zunächst die Hauptwelle und vermittelst der beiden conischen Räder auch die Transmissionswelle, an welcher der zu überwindende Widerstand wirkt, in rotirende Bewegung versetzen.

Anmerkung. Die Schwengeln sollen stets ziemlich lang gemacht werden, damit sich die Pferde in einem großen Kreise bewegen können, demnach ihre Richtung in jedem Augenblicke der Bewegung nicht zu sehr zu ändern genöthiget sind, da jede Richtungsänderung eine Verminderung der Kraft zur Folge hat. Aus diesem Grunde macht man bei Handgöpeln die Schwengellänge = 8 bis 12, und bei Pferdegöpeln = 20 bis 30 Fuß. Auch sollen die Schwengeln in einer solchen Höhe über der Rennbahn angebracht werden, daß die Kraft der Pferde so viel als möglich horizontal auf die Schwengeln übertragen werde.

§. 216. Theorie dieses Göpels. Ist m die Anzahl der an dem eben beschriebenen Göpel arbeitenden Pferde, P die Kraftäußerung eines Pferdes, Q der an einem an dem Umfange der Transmissionswelle angebrachten Hebelsarme von der Länge ϱ wirkende Widerstand, L die Schwengellänge, R der Halbmesser des Rades und r des Getriebes, endlich K der auf den Theilrißumfang des Getriebes reduzirte Nutzwiderstand, so muß unter der Voraussetzung, daß die Pferde auf die in dem vorhergehenden Paragraphe angegebene Weise an den Schwengeln angespannt sind, in welchem Falle sie in einer beinahe normalen Richtung gegen die Schwengeln wirken, für den Zustand des Gleichgewichtes ohne Berücksichtigung der passiven Widerstände

$$m P L = K R,$$

und $$K r = Q \varrho$$

sein.

Durch Multiplication dieser beiden Gleichungen ergibt sich die Bedingungsgleichung

$$m P L = Q \varrho \frac{R}{r} \ldots (1.$$

Bezeichnet ferner n_R die Umdrehungszahl der Hauptwelle und n_r der Transmissionswelle in der Minute, so erhält man, da hier nach §. 144 die Beziehung $\frac{n_r}{n_R} = \frac{R}{r}$ Statt finden muß, für die Umdrehungszahl der Transmissionswelle den Ausdruck

$$n_r = \frac{R}{r} n_R \ldots (2.$$

Da ferner $\frac{\pi L n}{30}$ die Geschwindigkeit ist, mit welcher die Pferde an der Maschine arbeiten, so wird die Leistung derselben durch den Ausdruck

$$E = \frac{\pi n}{30} m P L \ldots (3$$

gemessen, wobei wieder, wenn in dem Ausdruck 3 für m P der sich aus der Gleichung 1 ergebende Werth substituirt wird, dieser die Nutzleistung der Pferde gibt.

Anmerkung 1. Bezeichnet P die an einem Schwengel wirkende Kraft, α den Winkel, welchen die Richtung des Schwengels in einer gewissen Lage desselben mit der Richtung der geometrischen Achse der Transmissionswelle w′ w′ bildet, G das Gewicht der armirten Hauptwelle w w, d den Durchmesser des Halses h und d_1 den des Fußzapfens s der Hauptwelle, d_2 den Durchmesser der Hälse der Transmissionswelle, mit welchen sie in den Lagern l liegt, q und q_1 die von den an dieser Maschine wirkenden Kräften resultirenden Drücke auf den Hals und den Fußzapfen der Hauptwelle, q_2 der auf die Lager der Transmissionswelle von den an ihr wirkenden Kräften und dem Gewichte derselben sammt allen darauf befestigten Theilen resultirende Totaldruck, λ die Entfernung des Halsmittels der Hauptwelle von dem Mittel ihres Fußzapfens, λ_1 die Entfernung des Armmittels von dem Halsmittel und λ_2 die Entfernung der Theilrißebene des Rades R von dem Mittel des Fußzapfens der Hauptwelle, endlich f und f′ die Coefficienten der gleitenden und der drehenden Reibung, so muß für den Zustand des Gleichgewichtes zwischen der Kraft und dem Widerstande an dieser Maschine, mit Berücksichtigung der Reibungswiderstände unter Ausschluß der nur unbedeutenden Zahnreibung, die Bedingungsgleichung

$$P L = Q \varrho \frac{R}{r} + \frac{1}{2} f' q d + \frac{1}{2} f' q_1 d_1 + \frac{1}{3} f G d_1 + \frac{1}{2} f' q_2 d_2 \frac{R}{r} \ldots (4$$

Statt finden, wobei für q und q_1 die Werthe

$$q = \frac{1}{\lambda} \sqrt{\left\{[P(\lambda + \lambda_1)\cos\alpha - K_1 \lambda_2]^2 + P^2 (\lambda + \lambda_1)^2 \sin^2\alpha\right\}} \ldots (4_a,$$

$$q_1 = \frac{1}{\lambda} \sqrt{\left\{[P \lambda_1 \cos\alpha + K_1 (\lambda - \lambda_2)]^2 + P^2 \lambda_1{}^2 \sin^2\alpha\right\}} \ldots\ldots\ldots (4_b,$$

$$q_2 = \sqrt{\left\{[K_1 - Q \sin\beta]^2 + [Q\cos\beta + G_1]^2\right\}} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4_c,$$

zu substituiren sind, und dabei annäherungsweise

$$K_1 = Q\,\frac{\varrho}{r} \ldots (4_d$$

zu setzen ist.

Arbeiten m Pferde an diesem Göpel, und ist m eine gerade Zahl (demnach der Einrichtung des Göpels gemäß = 2 oder 4), so heben sich die von den einzelnen Pferden auf den Hals und den Fußzapfen der Welle ausgeübten Drücke, als einander gerade entgegengesetzt, gegenseitig auf, und es bleibt nur der von dem auf den Theilrißumfang des Rades R reduzirten Widerstande herrührende Seitendruck zu berücksichtigen. In diesem Falle hat man in den beiden Ausdrücken 4_a und 4_b die Größe $P = o$ zu setzen, wodurch

$$q = K_1 \frac{\lambda_2}{\lambda},$$

$$\text{und } q_1 = K_1 \frac{\lambda - \lambda_2}{\lambda}$$

erhalten, und somit die Bedingungsgleichung 4 für den Zustand des Gleichgewichtes an dieser Maschine in folgende übergehen wird:

$$m P L = \frac{\varrho}{r} Q R + \tfrac{1}{2} f' \frac{\lambda_2}{\lambda} K_1 d + \tfrac{1}{2} f' \frac{\lambda - \lambda_2}{\lambda} K_1 d_1 + \tfrac{1}{3} f G d_1 + \tfrac{1}{2} f' \frac{R}{r} q_2 d_2 \ldots (4'$$

wobei für q_2 und K_1 die oben aufgestellten Werthe 4_c und 4_d zu setzen sind.

Anmerkung 2. Der Erfahrung gemäß kann ein Mensch bei 8 Stunden täglicher Arbeitszeit am Göpel mit einer Kraftanstrengung von 21·4 Pfd und 1·9 Fuß Geschwindigkeit arbeiten, also dabei einen Effect von 40·66 Fpf, oder eine tägliche Leistung von 1,171,008 Fpf, dagegen ein an dieser Maschine mit einer Kraftanstrengung von 80·4 Pfd arbeitendes und dabei im Schritte gehendes Pferd bei der nämlichen Arbeitszeit und der Geschwindigkeit von 2·8 Fuß einen Effect von 225·12 Fpf, oder eine tägliche Leistung von 6,483,616 Fpf hervorbringen. Ein Ochs, welcher am Göpel arbeitet, entwickelt erfahrungsmäßig in 8 Arbeitsstunden bei einer mittleren Anstrengung von 116 Pfd und der Geschwindigkeit von 1·9 Fuß eine tägliche Leistung von 6,336,000 Fpf, und ein Maulthier bei der mittleren Anstrengung von 55 Pfd mit der Geschwindigkeit von 2·8 Fuß in derselben Zeit eine tägliche Leistung von 4,435,200 Fpf.

§. 217. Beispiele. 1. Mit welcher Anstrengung müssen drei Arbeiter an dem 4 Fuß langen Hebelarme eines zweiarmigen geraden Hebels (in normaler Richtung bei dem mittleren Stande desselben), dessen Zapfen einen Durchmesser von 0·6 Zoll haben, thätig sein, damit sie einen an dem zweiten Hebelarme von 8 Zoll Länge wirkenden Widerstand von 200 Pfd zu überwinden vermögen? Wie groß wird der von einem Arbeiter hervorgebrachte Totaleffect und wie groß der Nutzeffect sein, wenn die Arbeiter

am Hebel mit 3 Fuß Geschwindigkeit wirken und der Angriffspunkt der Kraft während eines jeden Spieles des Hebels einen Weg von 3·5 Fuß zurücklegt? — Bezeichnet P die Kraft, welche für den Zustand des Gleichgewichtes mit Berücksichtigung der Zapfenreibung am Hebel wirksam gemacht werden muß, und ist 0·12 der dem Zustande der sich reibenden Flächen entsprechende Coefficient der drehenden Reibung, so hat man der Gleichung 6 des §. 44 gemäß

$$P = \frac{8 + \frac{1}{2} \cdot 0{\cdot}12 \cdot 0{\cdot}6}{48 - \frac{1}{2} \cdot 0{\cdot}12 \cdot 0{\cdot}6} \cdot 200$$

zu setzen, woraus sich P = 33·508 Pfd, und folglich die Kraft eines Arbeiters = $\frac{1}{3}$. 33·508 = 11·169 Pfd ergibt. Nun ist aber die Anzahl der in einer Minute Statt findenden Spiele des Hebels $n = \frac{60 \cdot 3}{3{\cdot}5} = 51{\cdot}428$, so daß, wenn die Richtung der Kraft während eines Spieles unverändert bleibt, der Totaleffect eines jeden am Hebel wirkenden Arbeiters der Gleichung 3 des §. 203 gemäß

$$E = \frac{51{\cdot}428}{60} \cdot 11{\cdot}169 \cdot 3{\cdot}5$$

d. i. E = 33·506 Fpf gefunden wird.

Ist ferner P′ die Kraft, welche abgesehen von der Zapfenreibung dem an diesem Hebel wirkenden Nutzwiderstande von 200 Pfd das Gleichgewicht zu halten vermag, so muß der Gleichung 1 des §. 203 gemäß

$$P' . 48 = 200 . 8$$

sein, woraus $P' = \frac{8}{48}\, 200 = 33{\cdot}333$ Pfd folgt. Es beträgt sonach die bloß zur Ueberwindung des Nutzwiderstandes zu verwendende Kraft eines Arbeiters $\frac{1}{3}$. 33·333 = = 11·111 Pfd, und der Nutzeffect desselben

$$E_n = \frac{51{\cdot}428}{60} \cdot 11{\cdot}111 \cdot 3{\cdot}5,$$

d. i. E_n = 33·333 Fpf.

Soll jeder der drei an diesem Hebel unter den oben angegebenen Bedingungen wirkenden Arbeiter nicht mehr ermüden, als dieses der Fall wäre, wenn die Arbeit mit der mittleren Kraftanstrengung und Geschwindigkeit Statt finden würde, so muß ihre Arbeitszeit von der der mittleren Kraft und Geschwindigkeit entsprechenden verschieden sein. Nun kann aber der Erfahrung zu Folge (Anmerkung 2, §. 203) ein Mensch mit der mittleren Kraft von 9 Pfd und der mittleren Geschwindigkeit von 3·5 Fuß durch 8 Stunden täglich arbeiten. Setzt man daher in der Gleichung 1 des §. 77 k = 9, c = 3·5 und t = 8, ferner für v die wirkliche (gegebene) Geschwindigkeit von 3 Fuß und für K den oben berechneten Werth der Kraftanstrengung eines Arbeiters, d. i. 11·169 Pfd, so hat man die Gleichung

$$11{\cdot}169 = 9\left(2 - \frac{3}{3{\cdot}5}\right)\left(2 - \frac{z}{8}\right),$$

aus welcher sich die fragliche Arbeitszeit z = 7·313 Stunden ergibt.

2. Welche Last kann mittelst eines Kurbelhaspels gehoben werden, wenn die an jeder der beiden 16 Zoll langen Kurbeln wirkende Kraft eines Arbeiters von 20 Pfd und der Durchmesser der Welle 10 Zoll beträgt? Welchen Effect wird jeder

Arbeiter bei einer Arbeitszeit von 8 Stunden entwickeln? — Bezeichnet man mit Q die gesuchte Last, so muß ohne Berücksichtigung der bei einer solchen Maschine vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung für den Zustand des Gleichgewichtes, dem §. 209 zu Folge, die Gleichung

$$2 . 20 = \frac{5}{16} Q$$

bestehen, aus welcher sich $Q = \frac{16}{5} 40 = 128$ Pfd ergibt. Da aber der Anmerkung 2 des bezogenen Paragraphes gemäß ein Mensch an einer Kurbel mit der mittleren Kraft von 14 Pfund und der mittleren Geschwindigkeit von 2·4 Fuß durch 8 Stunden täglich arbeiten kann, so erhält man die der gegebenen Kraftanstrengung eines Arbeiters (20 Pfd) unter Voraussetzung eines gleichen Grades der Ermüdung entsprechende Geschwindigkeit, wenn man in der Gleichung 1 des §. 77 $K = 20$, $k = 14$, $c = 2{\cdot}4$ und $z = t = 8$ setzt und aus dieser die Größe v bestimmt. Nun ergibt sich durch Substitution dieser Werthe wegen $\frac{z}{t} = 1$ die Gleichung

$$20 = 14 \left(2 - \frac{v}{2{\cdot}4}\right),$$

und aus dieser sofort $v = 1{\cdot}373$ Fuß. Der dieser Geschwindigkeit und der gegebenen Kraft eines Arbeiters entsprechende Effect desselben ist sonach

$$E = 20 . 1{\cdot}373 = 27{\cdot}46 \text{ Fpf},$$

also geringer, als derjenige, welchen ein an einer Kurbel mit der mittleren Kraft und Geschwindigkeit arbeitender Mensch hervorzubringen vermag und der 33·6 Fpf beträgt. Daraus ist zu ersehen, daß man die Arbeiter an dieser Maschine stets mit der mittleren Kraft und Geschwindigkeit wirken lassen muß, wenn das Maximum des Effectes erzielt werden soll.

Die Last, welche mittelst dieser Maschine wirklich gehoben werden kann, ist geringer als die oben berechnete, weil ein Theil der Kraft der Arbeiter durch die an dieser Maschine vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung (Zapfenreibung und Steifigkeit des Seiles) nutzlos consumirt wird. Es wird sonach auch der Nutzeffect der Arbeiter kleiner, als der früher berechnete Effect derselben sein, und beträgt erfahrungsmäßig bei einem guten Zustande der Maschine ungefähr 0·60 bis 0·65 des letzteren. Diesem nach wird der Nutzeffect, welchen die Arbeiter mittelst dieser Maschine hervorzubringen vermögen

$$E_n = 0{\cdot}60 . 2 . 27{\cdot}46 \text{ bis } 0{\cdot}65 . 2 . 27{\cdot}46$$

$$\text{d. i. } E_n = 32{\cdot}952 \text{ bis } 35{\cdot}698 \text{ Fpf}$$

betragen.

3. Wie viel Arbeiter müssen an den Hebelarmen eines Tummelbaumes, bei welchem die mittlere Entfernung des Angriffspunktes der Kraft von der geometrischen Achse der Welle 4 Fuß, der Durchmesser derselben an ihrem oberen Theile aber, an welchem sich das Seil aufwickelt, 15 Zoll beträgt, thätig sein, wenn mittelst dieser Maschine eine Last von 700 Pfund auf die Höhe von 40 Fuß gehoben werden soll und dabei die Kraft eines Arbeiters zu 25 Pfund bei 2 Fuß Geschwindigkeit angenommen wird? Welches ist der Nutzeffect? In welcher Zeit wird diese Last auf die Höhe von 40 Fuß gehoben? — Abstrahirt man von den bei dieser Maschine vorkommenden Nebenwiderständen der Bewegung, so findet man die für den Zustand des Gleichge-

wichtes an dieser Maschine wirksam zu machende Kraft, nach Gleichung 1 des §. 209, wegen Q = 700 Pfd, r = 7·5 Zoll und R = 4 Fuß = 48 Zoll,

$$P = \frac{7 \cdot 5}{48} 700 = 109 \cdot 375 \text{ Pfd},$$

und da jeder Arbeiter mit der Kraft von 25 Pfd thätig sein soll, so ist die Anzahl der zur Hebung der gegebenen Last benöthigten Arbeiter $= \frac{109 \cdot 375}{25} = 4 \cdot 37$. Es würden also ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände 5 Arbeiter zum Heben der Last von 700 Pfd mehr als hinreichend sein.

Bezeichnet nun m die mit Rücksicht auf die an dieser Maschine Statt findenden Nebenwiderstände der Bewegung erforderliche Arbeiterzahl, so wird der totale von ihnen entwickelte Effect

$$E = m . 25 . 2 \text{ Fpf},$$

die Nutzleistung derselben aber

$$E_n = 109 \cdot 375 . 2 = 218.750 \text{ Fpf}$$

betragen. Diese Nutzleistung findet man auch, wenn man die zu hebende Last mit der Erhebungsgeschwindigkeit multiplicirt. Ist aber c diese Geschwindigkeit, folglich auch die Geschwindigkeit, mit welcher sich das Seil auf der Welle aufwickelt, so muß, wie begreiflich, die Relation $\frac{c}{2} = \frac{7 \cdot 5}{48}$ bestehen, woraus sich $c = 2 . \frac{7 \cdot 5}{48} = 0 \cdot 3125$ Fuß, und damit die Nutzleistung

$$E_n = 700 . 0 \cdot 3125 = 218 \cdot 750 \text{ Fpf},$$

also wie oben, ergibt.

Die Höhe, auf welche die Last in jeder Minute gehoben wird, ist $60 . 0 \cdot 312 = 18 \cdot 72$ Fuß, und somit die Zeit, während welcher die gegebene Last auf die Höhe von 40 Fuß gehoben wird, $= \frac{40}{18 \cdot 72} = 2 \cdot 136$ Minuten.

4. Wie viel Arbeiter müssen an einem Tretrade von 16 Fuß Durchmesser angestellt werden, um mittelst desselben eine Last von 1200 Pfund zu heben, wenn der Durchmesser der Welle dieser Maschine an derjenigen Stelle, an welcher sich das Seil aufwickelt, 1·4 Fuß beträgt? — Nimmt man das Gewicht eines mittelstarken Arbeiters, der Tabelle 1 des §. 79 zu Folge, zu 125 Pfund, und den Winkel, um welchen die Arbeiter vom tiefsten Punkte des Rades abstehen sollen, zu 24 Grad an, so findet man die zur Hebung der gegebenen Last mittelst dieser Maschine ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung für den Zustand des Gleichgewichtes erforderliche Arbeiterzahl, wenn man in der Gleichung 2 des §. 211 G = 125, Q = 1200, R = 8, r = 0·7 und $\alpha = 24^0$ setzt, wodurch man die Gleichung

$$m . 125 . 8 . \sin 24^0 = 1200 . 0 \cdot 7,$$

und aus dieser $m = \frac{1200 . 0 \cdot 7}{125 . 8 . \sin 24^0} = 2 \cdot 065$ erhält. Es werden demnach zwei Arbeiter zur Hebung der gegebenen Last mittelst dieser Maschine ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung ausreichen. In der Wirklichkeit werden aber mehr als zwei Arbeiter an dieser Maschine wirken müssen, um sowohl die Nutzlast, als auch die an derselben vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung zu überwinden.

5. Wie viel Pferde müssen an den 25 Fuß langen Schwengeln des durch Fig. 159 dargestellten Göpels angespannt werden, damit sie im Stande sind einen an dem Hebelarme $\varrho = 12$ Zoll wirkenden Widerstand von 3400 Pfund ohne Rücksicht

auf die Nebenwiderstände der Bewegung zu überwinden, wenn der Halbmesser des conischen Rades R = 10 Zoll und der des zugehörigen Getriebes r = 6 Zoll ist? — Für den Zustand des Gleichgewichtes zwischen Kraft und Widerstand an dieser Maschine muß der Gleichung 1 des §. 216 gemäß

$$m P . 25 . 12 = 3400 . 12 . \frac{10}{6}$$

sein, woraus sich sofort $m P = 3400 . \frac{12}{25 . 12} . \frac{10}{6} = 226{\cdot}667$ Pfd ergibt. Da aber die mittlere Kraftanstrengung eines am Göpel arbeitenden Pferdes der Anmerkung 2 des bezogenen Paragraphes gemäß zu 80·4 Pfd angenommen werden kann, so ist die erforderliche Pferdezahl $m = \frac{226{\cdot}667}{80{\cdot}4} = 2{\cdot}8$. Es werden demnach, wenn man die Nebenwiderstände der Bewegung als nicht vorhanden betrachtet, drei Pferde zum Betriebe dieses Göpels genügen, während in der Wirklichkeit der Nebenwiderstände wegen eine größere Pferdezahl nothwendig ist. Wenn nun die Pferde mit der mittleren Geschwindigkeit von 2·8 Fuß an diesem Göpel arbeiten, so ist die Umdrehungszahl der Hauptwelle desselben in der Minute $= \frac{60 . 2{\cdot}8}{2 . 3{\cdot}142 . 25} = 1{\cdot}069$, und folglich die Nutzleistung der an derselben arbeitenden Pferde, der Gleichung 3 des bezogenen Paragraphes gemäß,

$$E_n = \frac{3{\cdot}142 . 1{\cdot}069}{30} . 226{\cdot}667 . 25 = 634{\cdot}440 \text{ Fpf.}$$

Macht aber die Hauptwelle 1·069 Umdrehungen in der Minute, so ist die Umdrehungszahl der Transmissionswelle in derselben Zeit $= \frac{10}{6} . 1{\cdot}069 = 1{\cdot}782$ und folglich die Geschwindigkeit, mit welcher der Widerstand von 3400 Pfund überwunden wird $= \frac{2 . 3{\cdot}142 . 12 . 1{\cdot}782}{60} = 2{\cdot}239$ Zoll oder 0·186 Fuß, demnach die Nutzleistung der an dem Göpel arbeitenden Pferde auch

$$E_n = 3400 . 0{\cdot}186 = 634{\cdot}44 \text{ Fpf,}$$

welcher Werth mit dem obigen vollkommen übereinstimmt.

B. Von den hydraulischen Kraftmaschinen.

§. 218. Erklärung. Eintheilung derselben. Das Wasser, als Motor betrachtet, wirkt auf die Receptoren der hydraulischen Kraftmaschinen entweder durch sein Gewicht oder durch seine lebendige Kraft, je nachdem es von einem höher gelegenen Punkte nach einem tieferen herabsinkt, oder in einem Bache, Fluße oder Kanale mit einer gewissen Geschwindigkeit fließt. Im ersteren Falle erfolgt seine Wirkung durch Druck, im letzteren aber durch Stoß oder durch Druck.

Die zur Aufnahme der motorischen Kraft des Wassers anzuwendenden Receptoren können ihrer Form nach entweder ebene, gebrochene oder gekrümmte, und aus einem entsprechenden Materiale hergestellte Flächen, Schaufeln genannt, oder aus solchen Flächen kübelartig zusammengesetzte Gefäße, welche Kübeln oder Zellen heißen, oder endlich cylindrische Körper sein, welche man Kolben nennt. Wird nun eine gewisse Anzahl

von Schaufeln oder Zellen zu einem ringförmigen Systeme vereiniget und dieses durch Nebenbestandtheile mit einer Welle zu einem festen Ganzen verbunden, welches durch die Wasserkraft in rotirende Bewegung versetzt werden kann, so hat man eine radförmige Kraftmaschine, welche man ein **Wasserrad** im weitesten Sinne des Wortes nennt. Da aber die Welle eine horizontale oder eine verticale, somit das ringförmige System der Receptoren eine verticale oder eine horizontale Lage haben kann, so unterscheidet man verticale Wasserräder von den horizontalen. Die ersteren werden **Wasserräder** schlechthin, die letzteren aber **Kreiselräder** oder **Turbinen** genannt. Bringt man endlich in einem hohlen Cylinder einen wasserdicht passenden Kolben an, welcher durch den Druck einer in diesen Cylinder hineingeleiteten Wassersäule in eine geradlinige Bewegung gebracht werden kann, so bildet diese Vorrichtung eine Kraftmaschine, welche **Wassersäulenmaschine** genannt wird.

1. Von den Wasserrädern.

§. 219. Hauptbestandtheile der Wasserräder. Eintheilung derselben. Die hauptsächlichsten Bestandtheile einer jeden Wasserrad-Anordnung sind folgende: 1) Der Zuleitungs- oder Zuflußkanal, durch welchen das Wasser dem Rade zugeführt wird; 2) der Schützen, d. i. ein am Ende des Zuflußkanales angebrachter und in denselben eingepaßter Schieber, vermittelst dessen (durch das Heben oder Herablassen desselben) ein stärkerer oder geringerer Zufluß des Wassers zum Rade bewirkt, oder derselbe ganz abgestellt werden kann; 3) der Einlauf, d. i. eine Vorrichtung, durch welche das Wasser vom Schützen in der gehörigen Richtung in das Rad geleitet wird; 4) das Rad selbst, bestehend aus einem ringförmigen Systeme von Schaufeln oder Zellen, welches durch Arme mit der Radwelle verbunden ist, und dessen wesentlichste Dimensionen der Halbmesser desselben, d. i. der Halbmesser des äußeren Umfanges seines Schaufel- oder Zellensystemes, die Radbreite, d. i. die mit der Achse des Rades parallele Dimension der Schaufeln oder Zellen und die Radtiefe, d. i. die Differenz zwischen den dem äußeren und inneren Umfange des ringförmigen Schaufel- oder Zellensystemes entsprechenden Halbmessern ist; 5) das Radgerinne, d. i. ein Kanal, in welchem sich das Wasserrad bewegt und welcher dasselbe möglichst genau umschließt, damit so wenig Wasser als möglich durch die Zwischenräume ohne Wirkung auf das Rad abfließen kann; endlich 6) der Abfluß- oder Abzugskanal, welcher sich an das Radgerinne anschließt, und durch den das Wasser, nachdem es seine Wirkung auf das Rad vollbracht hat, abfließt.

Die Wasserräder werden in **unterschlächtige**, **mittelschlächtige**, **rückenschlächtige** und **oberschlächtige** eingetheilt, je nachdem das Wasser am unteren Theile des Rades, oder ungefähr in der Höhe der Radachse, also in der

Mitte der Peripherie des Rades, oder in einem oberhalb der Radachse und unterhalb des Scheitels liegenden Punkte der Peripherie des Rades, also am Rücken desselben, oder endlich nahe am Scheitel des Rades in dasselbe eintritt. Die unter- und mittelschlächtigen Räder nennt man **Schaufelräder**, weil sie mit Schaufeln versehen sind, die rücken- und oberschlächtigen Räder aber aus einem ähnlichen Grunde **Kübel-** oder **Zellenräder**.

Das Radgerinne der unterschlächtigen Wasserräder wird durch einen schwach geneigten Boden, so wie durch verticale, denselben einschließende Seitenwände gebildet und heißt das Schnur- oder das Schußgerinne. Dieselben sind entweder mit ebenen, oder mit krummen Schaufeln versehen. Unterschlächtige Wasserräder mit derart gekrümmten Schaufeln, daß das Wasser ohne Stoß in das Rad eintreten und durch seine lebendige Kraft, jedoch nur mit Druck, gegen die Schaufeln wirken kann, (indem es dabei an denselben hinauf- und herabschwingt), nennt man nach ihrem Erfinder **Poncelet'sche Räder**.

Das Radgerinne der mittelschlächtigen Räder ist nicht eben, wie bei den unterschlächtigen Rädern, sondern nach dem Umfange des Rades concentrisch gekrümmt, — abgekröpft —, daher es das Kreisgerinne, der Radmantel oder auch das Kropfgerinne oder Kropf schlechthin genannt wird. Je nachdem nun das Wasser einem mittelschlächtigen Rade durch eine unterhalb des Schützens bei dem Heben desselben entstehende rechteckige Oeffnung, die Schützenöffnung genannt, vermittelst eines sich an den Kropf anschließenden Einlaufes, oder über den Kopf des Schützens vermittelst einer an demselben angebrachten entsprechend gekrümmten Einlauffläche, also durch Ueberfall, oder endlich durch mehrere Leitflächen, Coulissen genannt, welche in einer nahe am Rade befindlichen, den Zuflußkanal abschließenden Querwand eingesetzt sind, zugeleitet wird, nennt man es ein **Kropfrad**, oder ein **Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf** oder endlich ein **Schaufelrad mit Coulisseneinlauf**.

Anmerkung. Von den verschiedenen eben angeführten Arten der Wasserräder muß in einem gegebenen Falle diejenige zur Anwendung gebracht werden, welche für diesen Fall die zweckmäßigste ist. Die Wahl hängt aber von der Größe der disponiblen Wasserkraft, d. i. von der Größe der in jeder Secunde disponiblen Wassermenge und vorzugsweise von der Größe des Gefälles ab. Da jedoch eine jede Wasserrad-Anordnung für eine innerhalb gewissen Grenzen liegende Reihe von Wasserkräften mit Vortheil angewendet werden kann, diese Grenzen aber im theoretischen Wege nicht leicht bestimmt werden können, so muß man bei der Ermittelung der für irgend eine Wasserkraft zweckmäßigsten Wasserradanordnung die Erfahrungs-Resultate berücksichtigen, welche sich durch Vergleichung der für die nämliche oder für eine rücksichtlich der Wassermenge, insbesondere aber rücksichtlich des Gefälles ungefähr gleiche Wasserkraft ausgeführten Wasserrad-Anordnungen mit ihren Nutzeffecten ergeben haben. Diese Resultate sind in den Anmerkungen der folgenden Paragraphe angegeben.

Im Allgemeinen muß noch bemerkt werden, daß Gefälle von mittlerer Größe sich für die Einrichtung von Wassertriebwerken am besten eignen, weil bei kleinen Gefällen (bis zu 7 Fuß) die disponiblen Wassermengen in der Regel bedeutend sind, wodurch der ganze Radbau, vorzugsweise aber der Zu- und Abflußkanal voluminös, demnach die Ausführung sehr kostspielig wird, und überdieß die Nutzeffecte nicht besonders günstig ausfallen, bei großen Gefällen (über 20 Fuß) jedoch die Räder sehr groß werden, daher einen langsamen Gang erhalten, in Folge dessen aber oft eine complicirte Transmission nothwendig wird, die große Effectverluste verursacht, und überdieß die Herstellung eines hohen Zuflußkanales in vielen Fällen mit großen Unkosten verbunden ist. Hat man daher zwischen mehreren Wasserkräften zu wählen, so gebe man immer derjenigen den Vorzug, welcher ein mittleres Gefälle entspricht.

§. 220. Beschreibung eines unterschlächtigen Wasserrades. Fig. 160,

Fig. 160, 1.

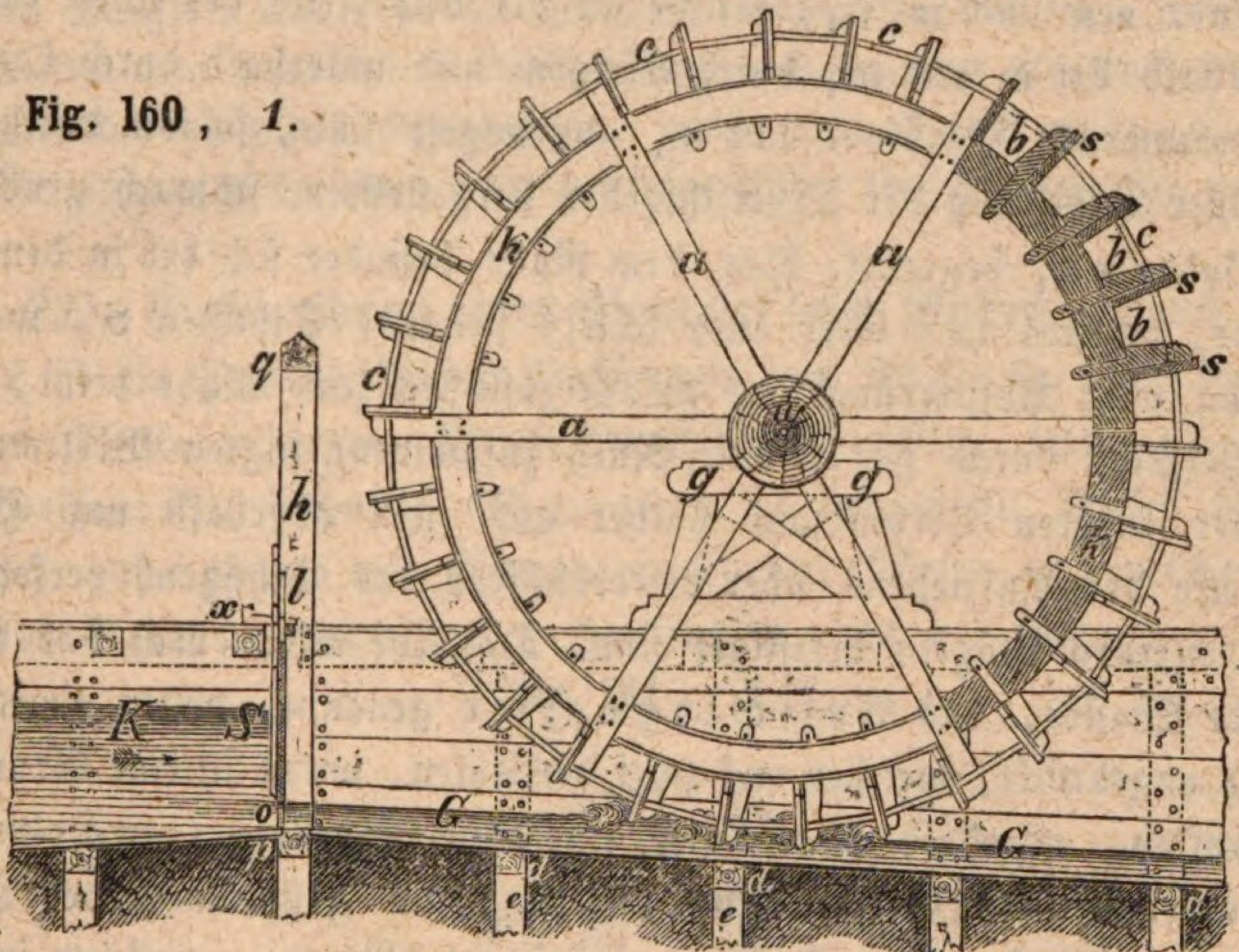
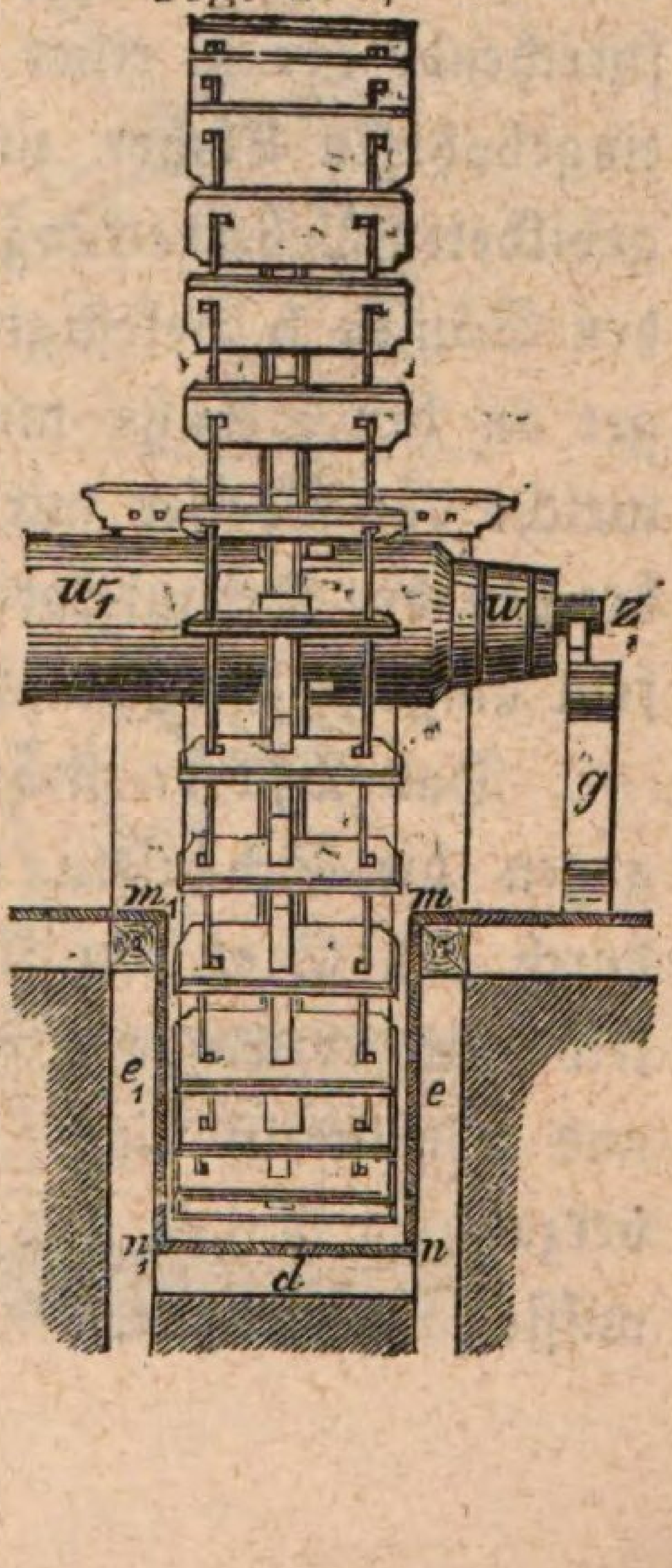


Fig. 160, 2.



1 und 2 stellt ein **unterschlächtiges Rad im Schußgerinne** vor. $w w_1$ ist eine hölzerne Welle von kreisförmigen Querschnitte, welche sowohl an dem Wellende w, als auch an dem in der Verlängerung von w_1 befindlichen vermittelst Zapfen z (Blattzapfen, §. 106) auf hölzernen Gerüsten g, den Angewellen oder Anwellbänken, gelagert ist. Mit der Welle ist der aus sechs ringförmig ausgearbeiteten und im Kreise an einander gelegten Bretstücken, Felgen genannt, bestehende Radkranz k durch drei Durchsteckarme a, welche ein Armsystem von sechs Armen bilden, verbunden. Zur Befestigung der radial (manchmal auch schief) gestellten Schaufelbretter s sind am Umfange des Radkranzes eine der um die Anzahl der Radarme ver-

minderten Schaufelzahl entsprechende Zahl von Schaufelstielen b, welche man Kegel nennt, mit ihren Enden eingelocht, und an der concaven Seite des Radkranzes, welcher in diesem Falle auch Kegelkranz genannt wird, durch hölzerne Nägel festgehalten. An denjenigen Stellen, an welchen der Kegelkranz mit den sechs Armenden verbunden ist, vertreten diese die Stelle der Kegel, daher die Anzahl der Schaufeln eines solchen Rades durch die Anzahl seiner Arme theilbar sein muß. Die an die Kegel durch Nägel befestigten Schaufelbretter sind überdieß unter einander zur Erzielung einer größeren Solidität der Verbindung durch flache, mit ihren Enden in eingestemmte viereckige Löcher derselben eingekeilte Stäbe c, die Gefieder genannt, welche zwei Kränze bilden, verbunden.

Das Schußgerinne G wird durch zwei verticale, aus Brettern gebildete Seitenwände mn und $m_1 n_1$, welche an die beiderseits desselben eingerammten, oberhalb bei m und m_1 durch Längen- und unterhalb durch Querschwellen d verbundenen Pfähle e und e_1 angenagelt sind, so wie durch den vermittelst einer Bedielung der Querschwellen hergestellten, schwach geneigten und ebenen Boden $n n_1$ begrenzt. Vor dem Rade befindet sich der in dem Gerinne eingepaßte, vertical (oft aber auch schief) stehende Schützen S, welcher zur Regulirung oder Absperrung des Wasserzuflusses zum Rade dient, und aus drei wasserdicht durch Feder und Nuth zusammengefügten Brettern besteht, welche der sicheren Verbindung halber auf zwei oberhalb mit Handhaben zum Behufe des Aufziehens oder Niederlassens des Schützens versehenen Leisten mit eisernen Nägeln befestiget sind. Derselbe wird durch das dem Rade zufließende Wasser, das Aufschlagwasser genannt, gegen einen Rahmen von Holz angedrückt, welcher aus zwei verticalen, unten in eine Grundschwelle p eingezapften, oberhalb aber durch eine Querschwelle q (den Holm) verbundenen Säulen h (den Griessäulen) besteht. Zur Feststellung des Schützens, wenn er einmal aufgezogen ist, dient ein eiserner Bolzen x, welcher in das entsprechende der in einer (in der halben Breite des Schützens befestigten) Leiste l eingebohrten Löcher eingesteckt wird, und einerseits auf der aus Brettern gebildeten Ueberdeckung des Zuflußkanales, andererseits aber auf einer zwischen den Säulen h befestigten Latte aufliegt. Der Boden des Zuflußkanales endiget an der Schütze mit einer schwachen Steigung, damit Kies und Steine, welche das Wasser mit sich führt, sich dort ablagern; dadurch wird dem Zerbrechen der Schaufelbretter durch Einklemmung dieser Körper in den die Schaufeln umgebenden Zwischenräumen vorgebaut.

Das Wasser strömt durch die Schützenöffnung o dem Rade zu, stößt gegen die Schaufeln desselben und fließt dann im Abzugskanale fort. Die durch den Stoß am Umfange des Rades hervorgebrachte Kraft, welche dasselbe in rotirende Bewegung versetzt, wird durch die Arme auf die Welle und vermittelst eines an der Verlängerung der Welle (bei w_1) befestigten verzahnten Rades und eines in dasselbe eingreifenden Getriebes an die Transmission übertragen.

Anmerkung 1. Die unterschlächtigen Räder werden nur bei Gefällen unter 4 Fuß zum Betriebe von Mahl- und Sägemühlen, Hammerwerken u. s. w. angewendet. Sie erhalten je nach Localverhältnißen einen Halbmesser von 6 bis 12 Fuß. Die dem Maximum des Nutzeffectes entsprechende Umfangsgeschwindigkeit derselben ist $= 0{\cdot}4\ \sqrt{(2gH)}$, wobei H die Größe des Gefälles bezeichnet.

Anmerkung 2. Unterschlächtige Räder, welche nicht in einem Gerinne, sondern im unbegränzten Waſſer, z. B. einem Kanale oder Fluße, frei hängen, nennt man freihängende Räder, und wegen ihrer besonderen Anwendung zum Betriebe der Schiffmühlen, auch Schiffmühlenräder. — Manchmal, besonders aber dann, wenn durch eine oft Statt findende Veränderlichkeit des Wasserstandes in dem Fluße oder Bache, in welchen der Abflußkanal ausmündet, ein Rückstau des Wassers in demselben bis zum Rade zu besorgen ist, welcher stets nicht nur auf den Gang des Rades störend einwirkt, sondern denselben sogar verhindern kann, wendet man besondere Vorrichtungen zum Heben oder Senken des Wasserrades mit oder ohne des Gerinnes an, welche man Pansterzeuge, mit solchen Vorrichtungen versehene unterschlächtige Räder aber Pansterräder nennt.

§. 221. Beschreibung eines Poncelet'schen Rades.

Durch **Fig. 161, 1** und **2** ist ein Poncelet'sches Wasserrad zum Theile in einer Seitenansicht und zum Theile in einem Verticaldurchschnitte (**Fig. 161, 1**), so wie in einem Horizontaldurchschnitte (**Fig. 161, 2**) dargestellt. Dieses Rad besteht aus einer gußeisernen, mit Rippen versehenen Welle **w**, welche auf einer Seite des Rades vermittelst des Zapfens **z**, auf der entgegengesetzten aber

Fig. 161, *1*.

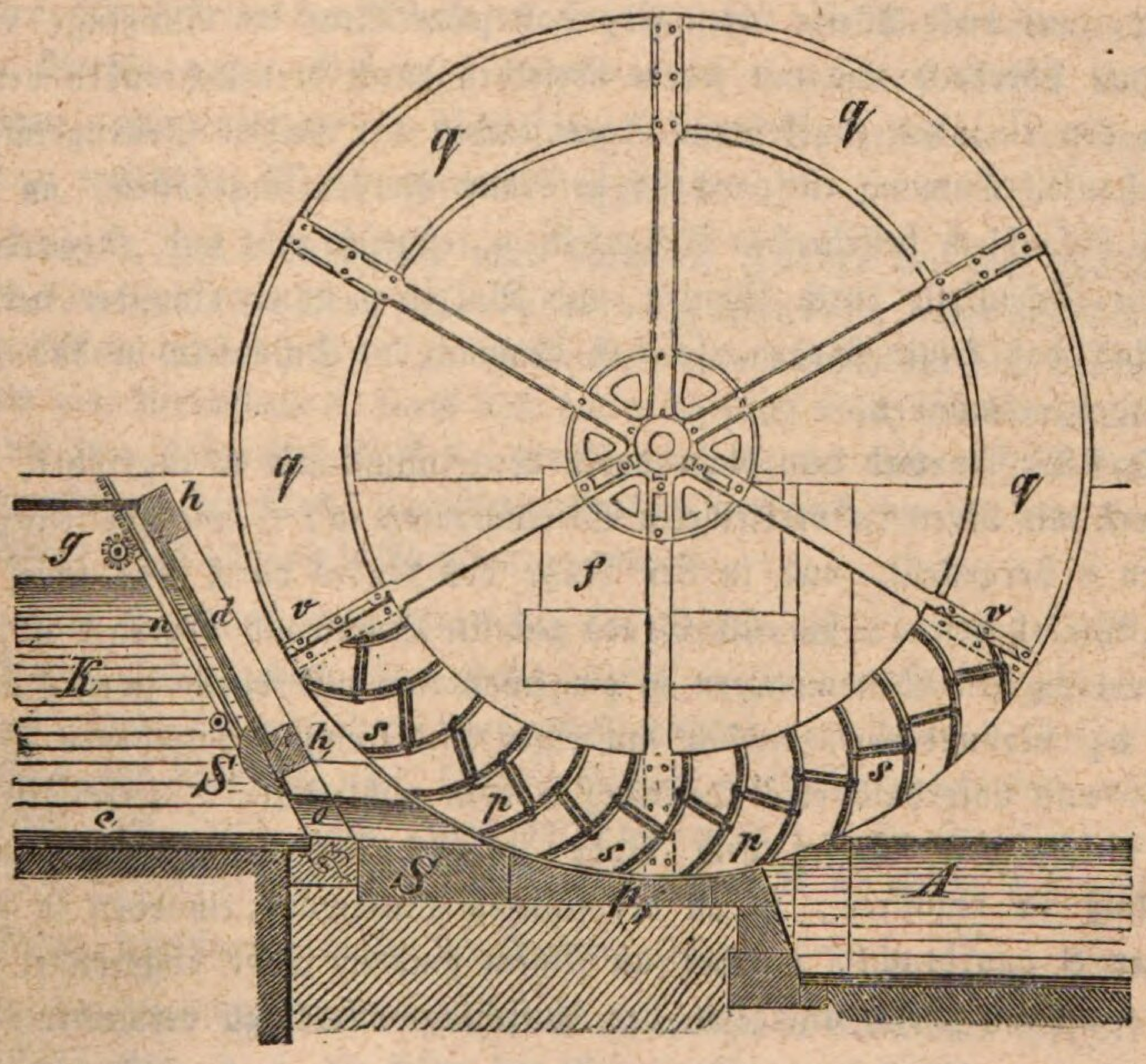
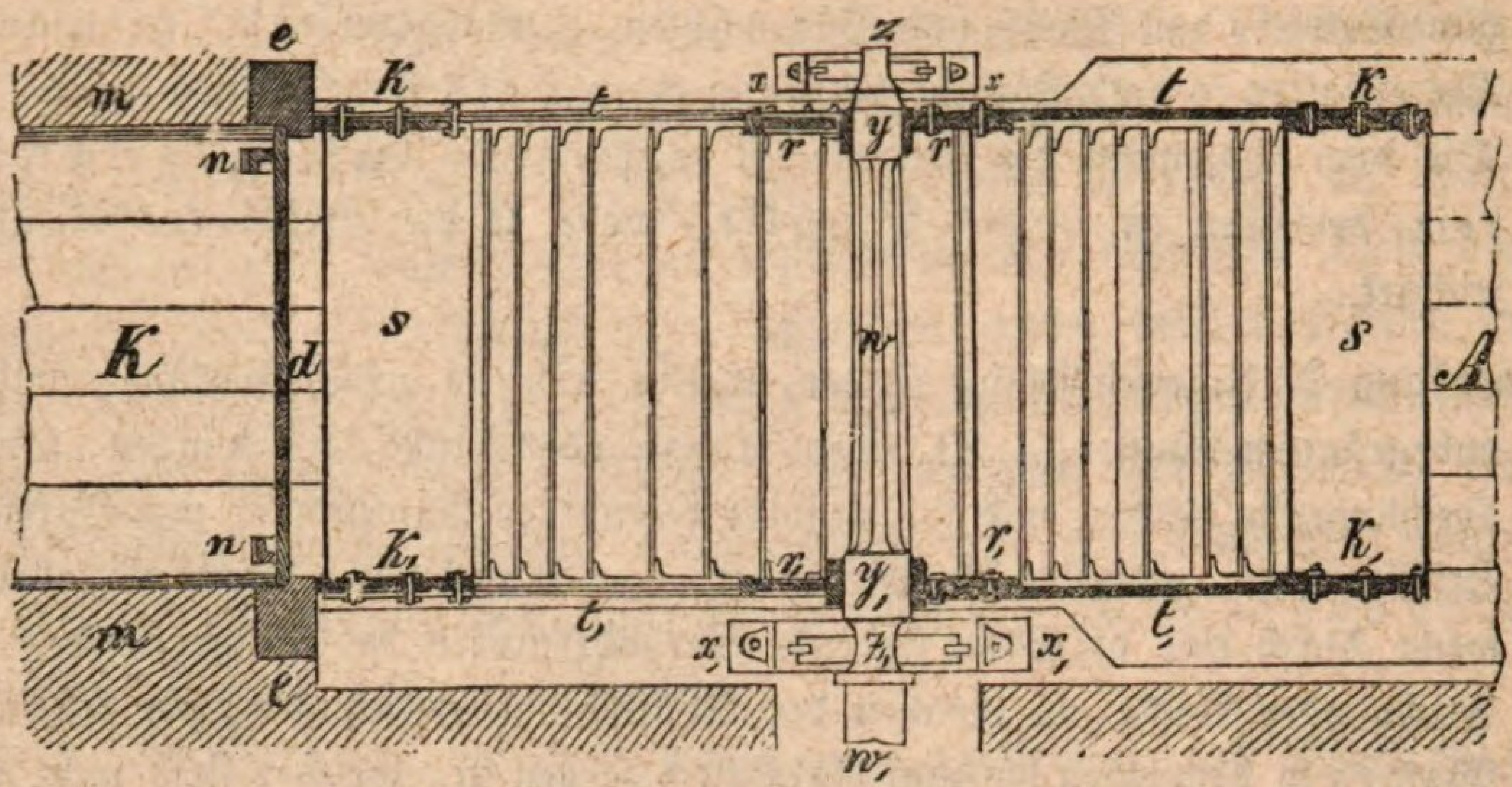


Fig. 161, 2.



vermittelst eines Halses z_1 in den auf einem von Quaderstücken gebildeten Fundamente ruhenden Lagern x und x_1 liegt. An den Köpfen y und y_1 der Welle sind die Naben r und r_1 aufgekeilt, deren jede aus einem gußeisernen Ringe mit an demselben angegossenen, radial heraustretenden und durch Nerven mit einander verbundenen sechs Hülsen besteht, und in diesem Falle Rosette genannt wird. Die Hülsen jeder Rosette sind zur Aufnahme der schmiedeisernen Arme je eines der beiden Armsysteme t und t_1 bestimmt, daher sie dem Querschnitte derselben entsprechend geformt sein müssen, und Armhülsen heißen. Die Verbindung eines jeden Radarmes mit der zugehörigen Armhülse ist durch zwei Schrauben bewerkstelliget. An den oberen Enden der Radarme der beiden Armsysteme sind zwei gußeiserne, aus einzelnen Segmenten q bestehende Kränze k und k_1, die Seitengetäfer genannt, auf diese Weise befestiget, daß jeder Arm die Stoßfuge v zweier Segmente überdeckt und mit jedem derselben durch drei Schrauben verbunden ist. An den einander zugekehrten Seitenflächen der beiden Seitengetäfer sind der Schaufelkrümmung entsprechend geformte Nerven angegossen, an welchen die aus Eisenblech bestehenden Schaufeln s festgeschraubt sind. Außerdem sind noch die Schaufeln durch Spulen und Bolzen p unter einander verbunden. Das Rad hat keinen Boden, so daß demnach die Schaufeln in das Innnere des Rades ausmünden.

Das Wasser wird dem Rade durch den Zuflußkanal K zugeführt, welcher aus zwei mit Brettern verkleideten Seitenmauern m, so wie aus einem Bretterboden c hergestellt, und in der Nähe des Rades durch eine schief (unter einem Winkel von 45 bis 60 Grad) gestellte Querwand begrenzt ist, welche aus zwei in den Seitenmauern m eingemauerten und durch zwei Querhölzer h und h_1 verbundenen, endlich mit einer Bedielung d versehenen Balken e besteht, und unterhalb eine Oeffnung o vom rechteckigen Querschnitte bildet, durch welche das Wasser dem Rade zufließt. Um den Wasserzufluß nach Bedürfniß zu reguliren, ist an der schiefen Querwand ein eben so gestellter Schützen S angebracht, welcher an seinem unteren Ende abgerundet ist, um den Verlust an Geschwindigkeit des Aufschlagwassers zu vermeiden, welcher

durch Contraction des Wasserstrahles entstehen könnte. Die Bewegung des Schützens wird durch zwei an demselben befestigte gußeiserne Zahnstangen n und durch zwei an einer Achse befindliche, in die Zahnstangen eingreifende Getriebe g ermöglicht. Das Radgerinne G ist aus behauenen Steinen hergestellt, die auf einem Fundamente von Bruchsteinen liegen, und an der tiefsten Stelle des Rades (bei p_1) auf eine gewisse Länge kreisförmig ausgearbeitet, welche Anordnung insoferne vortheilhaft ist, als durch sie diejenigen Wasserverluste vermieden werden, welche bei einem durchweg geradlinigen Radgerinne durch den Spielraum zwischen der äußersten Kante der Radschaufeln und dem Gerinnboden, so wie auch dadurch entstehen, daß ein Theil des Aufschlagwassers zwischen den Schaufeln nach dem Abflußkanale A gelangt, ohne auf die Schaufeln zu wirken. Zur Erleichterung des Austrittes des Wassers aus dem Rade und des Abflusses desselben ist der Abflußkanal etwas breiter, als das Radgerinne.

Ist nun die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und die Schaufelstellung zweckmäßig gewählt worden, so wird das Wasser ohne Stoß in das Rad eintreten, an den Schaufeln mit abnehmender Geschwindigkeit so lange hinaufsteigen, bis diese (relative Geschwindigkeit) gleich Null geworden ist, hierauf mit zunehmender Geschwindigkeit herabgleiten, so daß es mit derselben Geschwindigkeit an der äußersten Schaufelkante ankommt, mit welcher es zu steigen anfing, und während dieser ganzen Bewegungsperiode (während des Auf- und Niedergleitens) auf die Schaufeln drückend wirken, endlich aber mit einer geringen absoluten Geschwindigkeit aus dem Rade treten. Der auf diese Weise dem Rade mitgetheilte Effect wird nun durch die Arme der beiden Armsysteme der Welle mitgetheilt und von dieser vermittelst eines an ihrer Verlängerung (bei w_1) angebrachten verzahnten Rades und eines zugehörigen, auf einer anderen Achse angebrachten Getriebes an die Transmission des zu treibenden Maschinenwerkes abgegeben.

Anmerkung 1. Jedes Armsystem wird durch die Hälfte der vom Wasser dem Rade mitgetheilten Kraft auf respektive Festigkeit, ferner das Stück $y\,y_1$ der Welle durch die Hälfte der Kraft, welche nämlich von dem Armsysteme ι bis zum Armsysteme ι_1 durch diese hindurchgeleitet wird, und das Stück $y_1\,w_1$ (bis zum Zahnrade) in Folge der Vereinigung der beiden, durch die zwei Armsysteme der Welle zugeleiteten Krafthälften durch die totale Kraft des Rades auf Torsion in Anspruch genommen.

Anmerkung 2. Diese Wasserräder sind bei Gefällen unter 6 Fuß von großem Nutzen, sollen jedoch ihrer Kostspieligkeit wegen nur dann angewendet werden, wenn die vorhandene Wasserkraft nur bei einer sehr sorgfältigen Benützung zum Betriebe einer Maschinenanlage ausreichend befunden wird. — Man gibt ihnen einen Halbmesser von 2H und eine Umfangsgeschwindigkeit von $0{\cdot}55\sqrt{(2gH)}$, (wenn H die Größe des Gefälles in Fußen bezeichnet), macht die Radbreite $= 5{\cdot}26\,\frac{Q}{H\sqrt{(2gH)}}$, (wobei Q die in jeder Secunde disponible Wassermenge in Cubikfußen ist), die Radtiefe aber, d. i. die Höhe der Seitengetäfer $= 0{\cdot}509\,H$, und bringt 42

Radschaufeln an, welche in einer gehörigen Lage mit einem Krümmungshalbmesser von 0·711 H verzeichnet werden. Die Achse des Wasserstrahles, dessen Dicke unmittelbar vor dem Rade durch 0·19 H gemessen wird, läßt man den Umfang des Rades unter einem Winkel von 24 bis 30 Grad treffen, und gegen den Horizont um ungefähr 3 Grad geneigt sein. Der kreisförmig ausgearbeitete Theil des Radgerinnes umfaßt wenigstens zwei Schaufeltheilungen.

§. 222. Beschreibung eines Kropfrades. Fig. 162, 1 und 2 zeigt ein **Kropfrad.** $w w_1$ ist wieder die gußeiserne, bei z mit einem Zapfen, bei z_1 aber mit einem Halse in Lagern liegende Welle, an deren Kopfe der aus zwei Hälften zusammengesetzte Radkörper aufgekeilt ist. Jede Radhälfte besteht aus drei ganzen Armen a und zwei Armhälften a_1, so wie aus dem halbkreisförmigen Kegelkranze k, welche Theile sämmtlich in einem Stücke aus Gußeisen hergestellt sind. Die Verbindung der beiden Radhälften ist längs der beiden in dem Durchmesser c c liegenden Armhälften a_1 bewerkstelliget, zu welchem Behufe an ihren Verbindungsflächen brillenförmige Hervorragungen e angegossen sind. Mit diesen liegen die beiden Radhälften an einander und sind durch Schrauben verbunden. Zur Erzielung einer solideren Verbindung sind noch über die beiden zusammenstoßenden Nabenstücke von beiden Seiten des Rades schmiedeiserne Ringe aufgetrieben. An dem Kegelkranze k von Tförmigem Querschnitte sind die Kegeln b von einem ähnlichen Querschnitte angegossen und an dem ersteren die Bodenbretter d, an den letzteren aber die Schaufelbretter s durch Schrauben befestiget. Die

Fig. 162, 1.

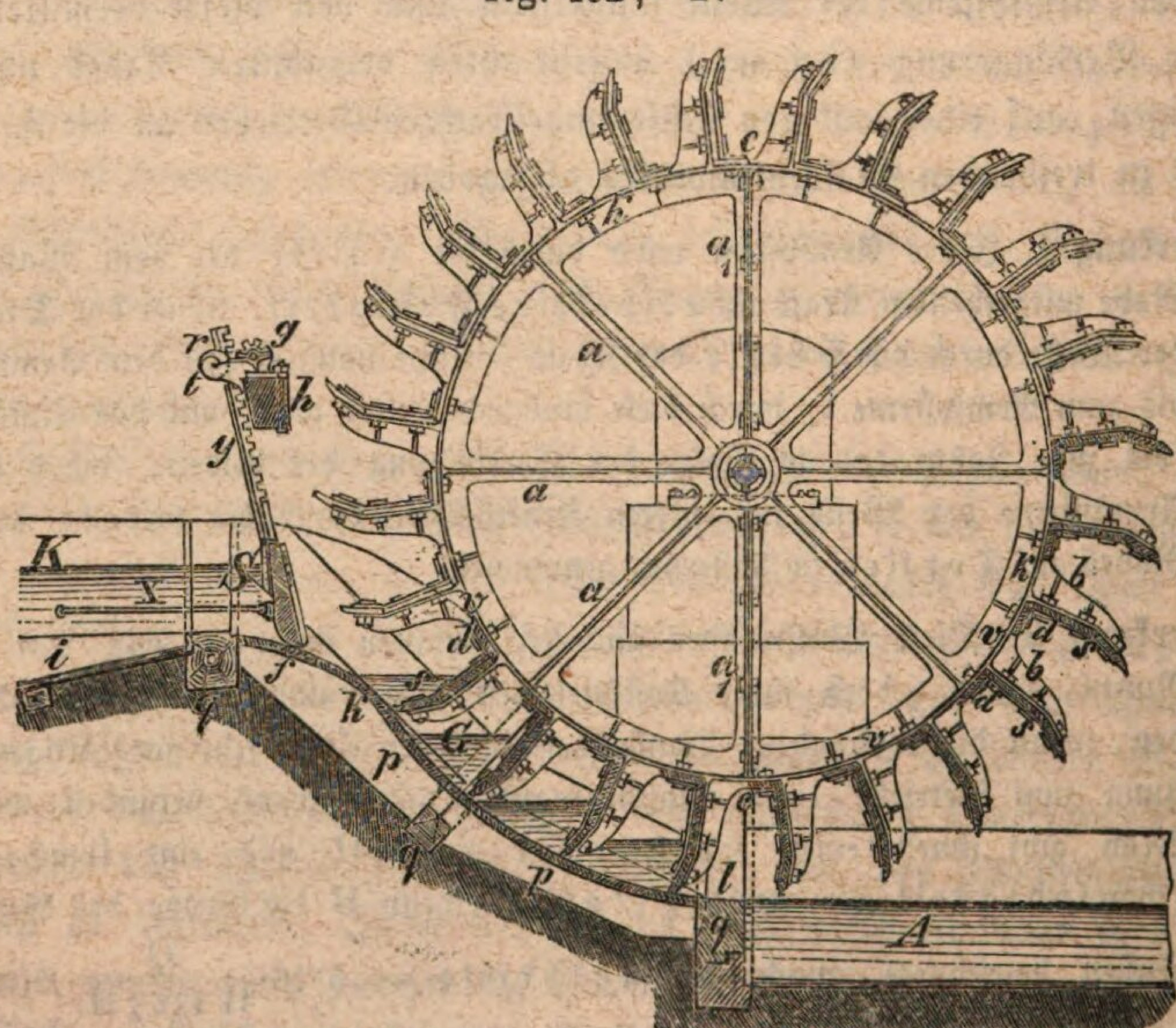
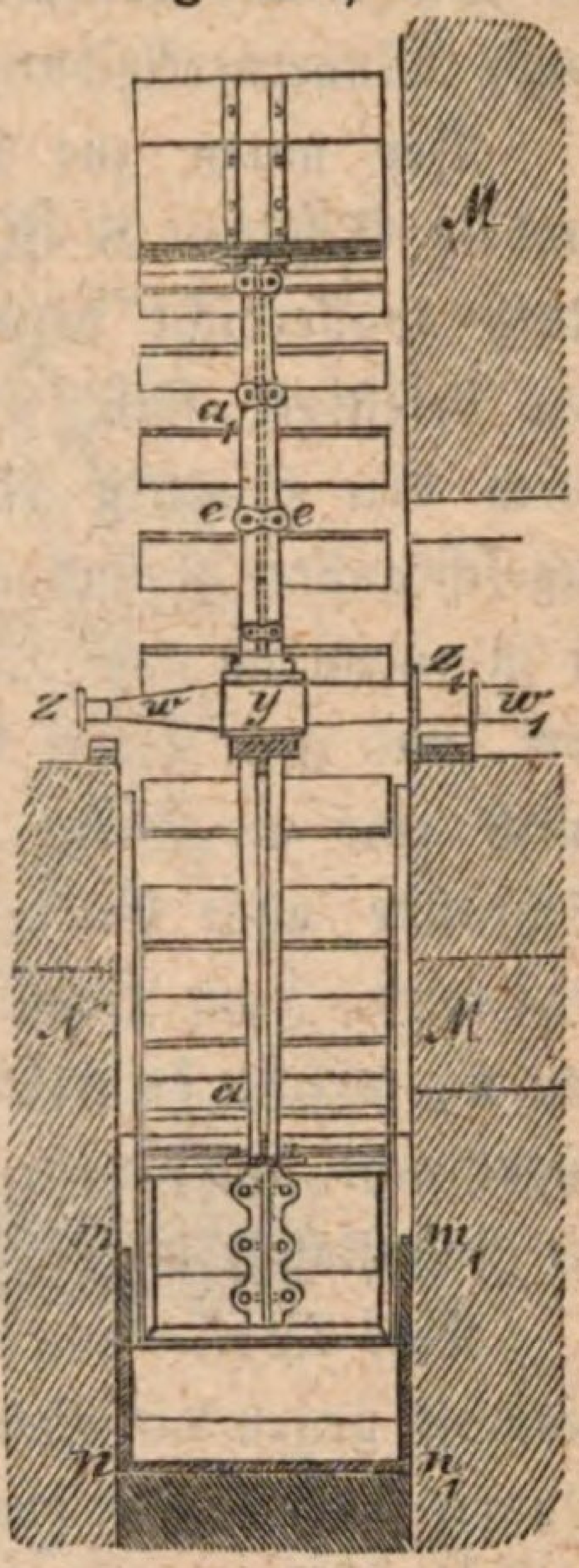


Fig. 126, 2.



Bodenbretter schließen den zwischen je zwei Schaufeln befindlichen Raum, den Schaufelraum, von dem Inneren des Rades nicht ganz ab, sondern lassen an der hinteren Seite einer jeden Schaufel eine Spalte v von ungefähr 1 Zoll Breite zu dem Zwecke, daß die in den Schaufelräumen enthaltene Luft beim Eintritte des Aufschlagwassers in das Innere des Rades entweichen kann. Diese Einrichtung, welche man die Ventilation des Rades nennt, ist aus dem Grunde nothwendig, weil die äußeren Oeffnungen der Schaufelräume durch den eintretenden Wasserstrahl von dem Augenblicke an, in welchem eine Schaufelkante von diesem getroffen wird, bis zu dem, wo sie durch den Strahl gegangen ist, abgeschlossen werden, und dadurch die in den Schaufelräumen befindliche Luft durch den eintretenden Wasserstrahl comprimirt würde, wenn solche Ventilationsöffnungen nicht vorhanden wären. In Folge der Compression der Luft würde aber die Eintrittsgeschwindigkeit des einströmenden Wassers vermindert, oder dasselbe gar durch die äußeren Schaufelöffnungen zum Theile zurückgedrängt werden, so daß das Rad nur eine verhältnißmäßig geringe Menge desselben aufnehmen könnte, selbst wenn es noch so geräumig gebaut wäre. Daß dadurch ein ziemlich bedeutender Effectverlust verursacht werden könnte, ist leicht zu begreifen.

Das Gerinne besteht aus vier Theilen. Der Theil if desselben ist das Ende des Zuflußkanales mit einem gegen den Schützen zum Behufe der Ablagerung von Steinen, welche das Wasser etwa mit sich führt, nach aufwärts geneigten Boden; der Theil fk, welcher von dem Punkte des Gerinnes an, in dem der herabgelassene Schützen aufsteht, bis zum Vereinigungspunkte mit dem folgenden Theile kl nach einer Parabel gekrümmt ist, bildet den Einlauf; der Theil kl endlich, der Radmantel, welcher mit dem Umfange des Rades concentrisch ist, dient zur Verhinderung des frühzeitigen Austretens des Wassers aus den Schaufelräumen. An diesen letzteren Theil schließt sich der Abflußkanal A an. Der Bau des Gerinnes ist von Holz und folgendermaßen angeordnet: Auf den drei Querschwellen q, welche mit ihren Enden einerseits in der Mauer M des Fabriksgebäudes, andererseits aber in der nur zum Tragen des einen Zapfenlagers der Radachse bestimmten Mauer N horizontal eingemauert sind, und Kropfschwellen genannt werden, liegen zu beiden Seiten des Rades zwei mit ihren Enden in die Querschwellen eingezapften und von oben nach der Form des Gerinnes krummlinig ausgearbeitete Balken p, die Kropfbalken, auf welchen erst

der Boden des Radmantels ruht, der seitlich durch eine aus Brettern bestehende Mauerverkleidung $m m_1$ und $n n_1$ begrenzt wird.

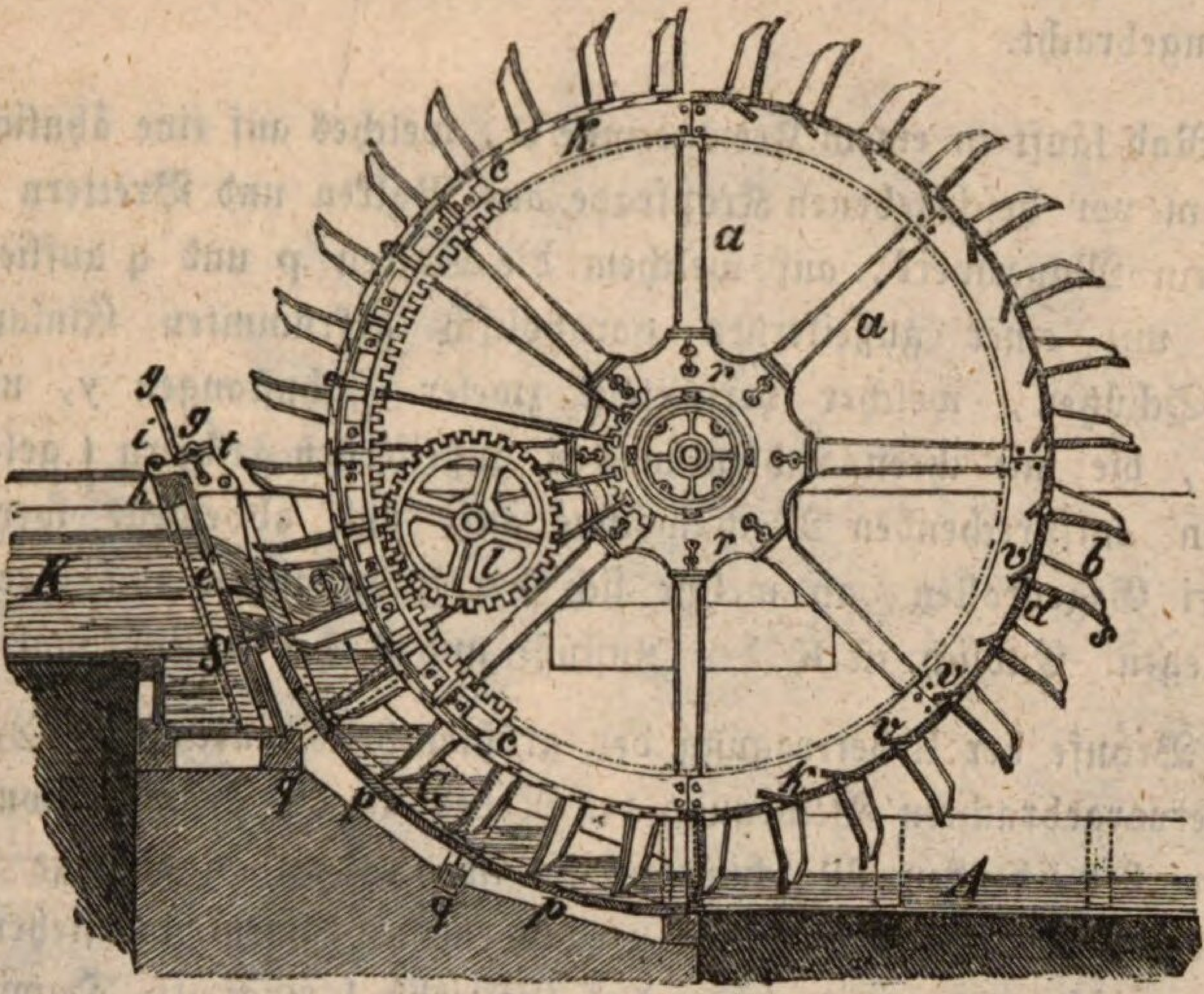
Der unten zur Vermeidung der Contraction des Wasserstrahles abgerundete Schützen S ist schief gestellt, und besteht aus zwei durch Feder und Nuth wasserdicht verbundenen Brettern, welche überdieß noch an zwei Leisten befestiget sind. Das Aufziehen und Niederlassen des Schützens erfolgt durch den Eingriff eines Getriebes g in die gußeiserne, an dem Schützen angeschraubte Zahnstange y. Die Achse, auf welcher das Getriebe festsitzt, ist in einem an dem Querbalken h angeschraubten gußeisernen Träger t gelagert, und geht durch die Mauer M in das Fabriksgebäude, von wo aus sie durch eine an ihrem Ende angebrachte Kurbel, oder durch einen aus einer Schraube ohne Ende bestehenden Mechanismus in drehende Bewegung versetzt wird. Zum Behufe der Führung des Schützens dienen zwei eiserne Stangen x, welche beiderseits des Schützens an diesem und dem Gerinne drehbar angebracht sind, und eine in dem Träger t gelagerte Rolle r, an welche sich die Zahnstange mit ihrer rückwärtigen Fläche anlegt.

Das Wasser wird durch die Schützenöffnung dem Rade zugeleitet, stößt zunächst gegen die Schaufeln desselben und wirkt hierauf bis zu dem tiefsten Punkte des Rades durch Druck. Die dadurch hervorgebrachte rotirende Bewegung desselben wird vermittelst eines auf der Verlängerung der Welle $w w_1$ (bei w_1) angebrachten Zahnrades und eines mit diesem im Eingriffe stehenden Getriebes an die Transmission der zu betreibenden Maschinenanlage übertragen.

Anmerkung. Das Kropfrad wird bei Gefällen von 2 bis 5 Fuß angewendet, wenn der Wasserstand im Zuflußkanale nicht sehr veränderlich ist. Man gibt ihm einen Halbmesser von 1·5 H bis 2·5 H (wobei H die Größe des Gefälles ist), und eine Umfangsgeschwindigkeit von ungefähr 6 Fuß.

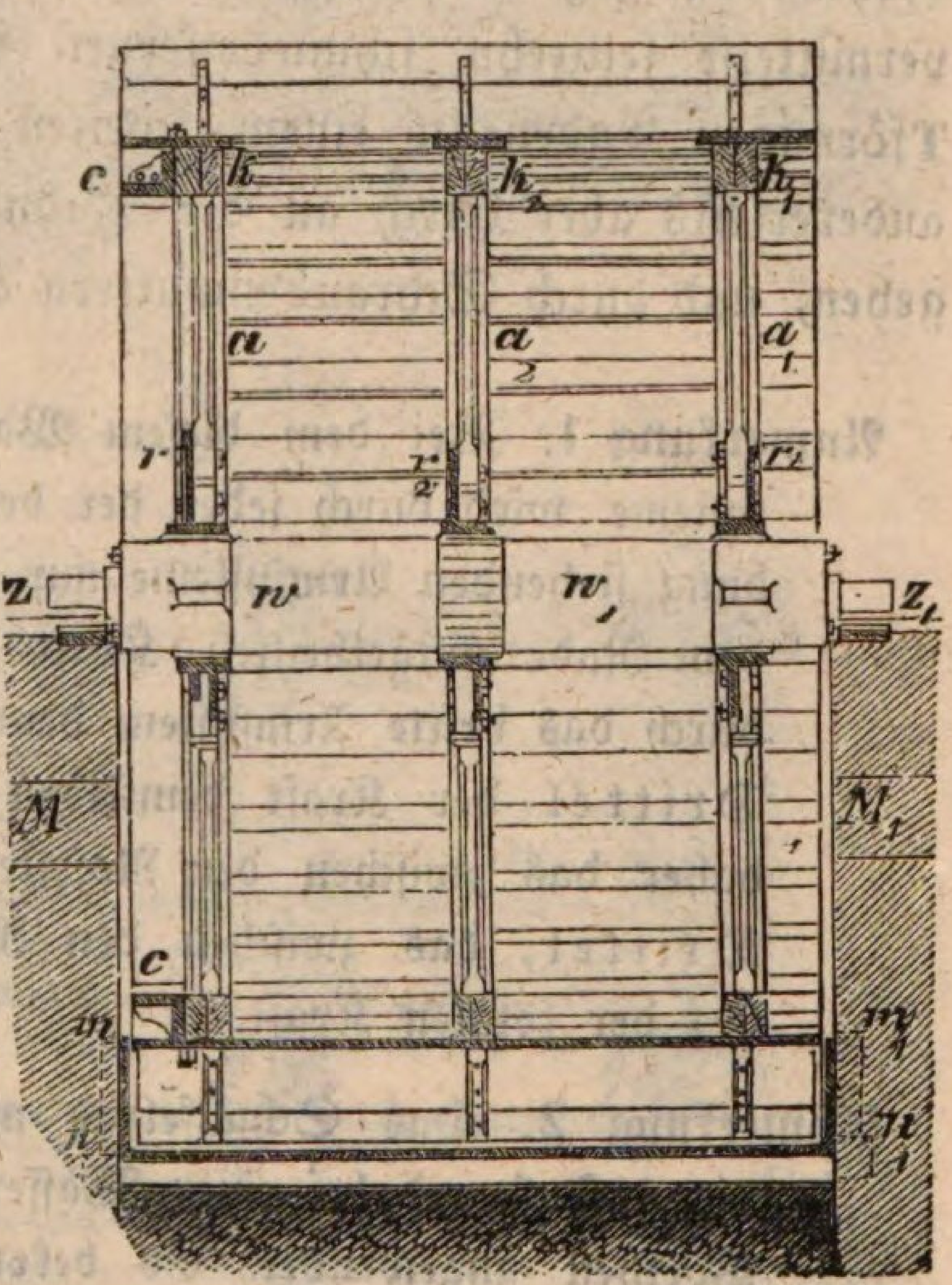
§. 223. Beschreibung eines Schaufelrades mit Ueberfalleinlauf. Fig. 163, 1 und 2 stellt ein solches Rad vor. $w w_1$ ist eine an ihren Enden mit Zapfen z und z_1 versehene hölzerne Welle, auf welcher die drei Rosetten r, r_2 und r_1 zur Verbindung der ebenfalls hölzernen Arme unter sich und mit der Welle aufgekeilt sind. Die Verbindung der Radarme mit den Rosetten ist dadurch bewerkstelliget, daß diese mit den der Welle zugekehrten Enden in den Vertiefungen der Armhülsen eingelegt, und daselbst durch Schrauben an die mittleren Armhülsenwände befestiget sind. Jede Rosette faßt acht Arme, und bildet so ein Armsystem. Die äußeren Enden der Radarme eines jeden der drei Armsysteme sind von den hölzernen Kegel- oder Radkränzen k, k_2 und k_1 umfaßt, von denen jeder aus zwei Lagen von Segmentstücken besteht, welche durch Schraubenbolzen unter einander verbunden, und an den einander zugekehrten Flächen mit schwalbenschweifartigen Einschnitten zur Aufnahme der bezüglichen Armenden versehen sind. Die Verbindung der Arme mit den Kegelkränzen ist durch eingetriebene hölzerne Keile bewerkstelliget.

Fig. 163, 1.



Am Umfange der drei Radkränze sind die mit schwalbenschweifartig ausgearbeiteten Enden versehenen Kegeln b von Holz in entsprechend vorgerichtete Oeffnungen derselben eingesetzt und daselbst mit hölzernen Keilen befestiget. An je drei der Breite des Rades nach (in einer durch die Achse des Rades geführten Ebene) liegenden Kegel sind die Radschaufeln s angeschraubt, von denen jede aus zwei Brettern zusammengesetzt ist. Das innere Schaufelbrett ist radial gestellt, das äußere aber bildet mit der radialen Linie einen solchen Winkel, daß es sich bei dem Austritte aus dem Wasser des Abflußkanales in einer verticalen Stellung befindet. Außerdem sind an dem Umfange der Radkränze Bretter befestiget, welche an einander stoßend den Radboden d bilden. Zum Behufe der Ventilation des Rades sind die an den hinteren Schaufelflächen anliegenden Bodenbretter zwischen je zwei Radkränzen mit rechteckigen Ausschnitten versehen, so daß sie mit den nächst anliegenden Bodenbrettern Spalten bilden, durch welche die Luft aus den Schaufelräumen beim Einströmen des Wassers in das Innere des Rades entweichen kann. Um aber zu verhindern, daß mit der Luft nicht auch Wasser in das Innere des Rades gelange, und auf diese Weise für den Betrieb desselben verloren gehe, ist an der inneren Umfangs-

Fig. 163, 2.



fläche des Radbodens hinter einer jeden Ventilationsspalte ein schiefstehendes Brett v angebracht.

Das Rad läuft in einem Kreisgerinne G, welches auf eine ähnliche Weise, wie bei dem vor beschriebenen Kropfrade aus Balken und Brettern hergestellt ist. N ist ein Mauerwerk, auf welchem die Balken p und q aufliegen. S ist der oben mit einer gußeisernen parabolisch gekrümmten Einlauffläche e versehene Schützen, welcher vermittelst zweier Zahnstangen y, und zweier Getriebe g, die mit ihren Achsen in den gußeisernen Trägern t gelagert sind, durch einen entsprechenden Mechanismus auf- und abbewegt werden kann. i sind zwei Gegenrollen, an welche sich die Zahnstangen mit ihrer hinteren Fläche anlegen. Endlich ist K der Zufluß- und A der Abflußkanal.

Zum Behufe der Uebertragung der größtentheils durch das Gewicht des Wassers hervorgebrachten Bewegung des Rades an die Transmission der durch dasselbe zu betreibenden Maschinenanlage ist an dem Radkranze k der aus acht unter einander durch Schrauben verbundenen Segmenten bestehende Zahnkranz cc angeschraubt, in welchen das Getriebe l eingreift. Damit aber der Zahnkranz gegen die Achse des Rades concentrisch bleibe, ist derselbe noch vermittelst sechzehn schmiedeisernen Armstangen o, welche einerseits mit ihren Tförmigen Enden in einem zweiten Hülsensysteme der Rosette r eingeankert, andererseits aber durch an die Zahnkranzsegmente angegossene Lappen durchgehen, und durch Schraubenmuttern angespannt sind, mit der Welle verbunden.

Anmerkung 1. Bei dem diesem Wasserrade zu Grunde liegenden Constructionssysteme wird durch jedes der beiden mit den Rosetten r_1 und r_2 in Verbindung stehenden Armsysteme nur ein Drittel der ganzen von dem Wasser dem Rade mitgetheilten Kraft nach der Welle übertragen, und von dieser durch das dritte Armsystem dem Zahnkranze zugeleitet, während das letzte Drittel der Kraft demselben unmittelbar übergeben wird. Es überträgt daher das zwischen den Rosetten r_1 und r_2 liegende Wellenstück nur ein Drittel, das zwischen den Rosetten r_2 und r liegende aber zwei Drittel der totalen Kraft.

Anmerkung 2. Das Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf wird bei Gefällen von 5 bis 8 Fuß und bei einer Wassermenge bis zu 90 Cubikfuß per Secunde mit Vortheil angewendet. Es bekommt in der Regel einen Halbmesser von 1·25 H bis 1·5 H, und eine Umfangsgeschwindigkeit von ungefähr 4·5 Fuß.

§. 224. Beschreibung eines Schaufelrades mit Coulisseneinlauf.

Fig. 164, 1 und 2 zeigt ein solches Wasserrad. w w_1 ist eine aus Gußeisen hergestellte, bei z und z_1 gelagerte Welle mit cylindrischem Kerne und vier angegossenen Seitenrippen (§. 12, Nr. 9), welche mit drei Wellköpfen von kreisförmigem Querschnitte versehen ist, auf denen die gußeisernen, mit je acht Armhülsen versehenen Rosetten r, r_2 und r_1 durch Keile befestiget sind. An den

Fig. 164, *1.*

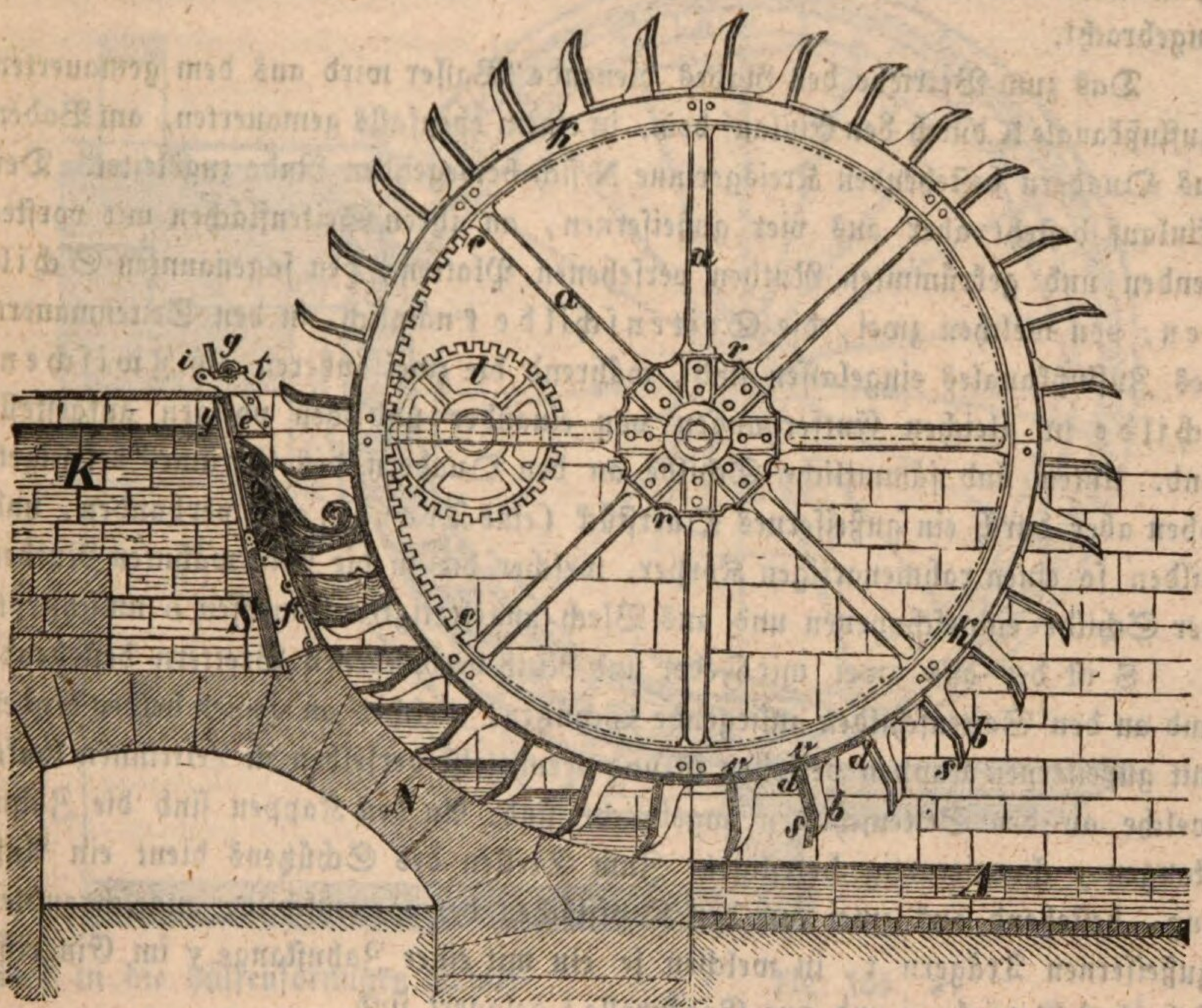
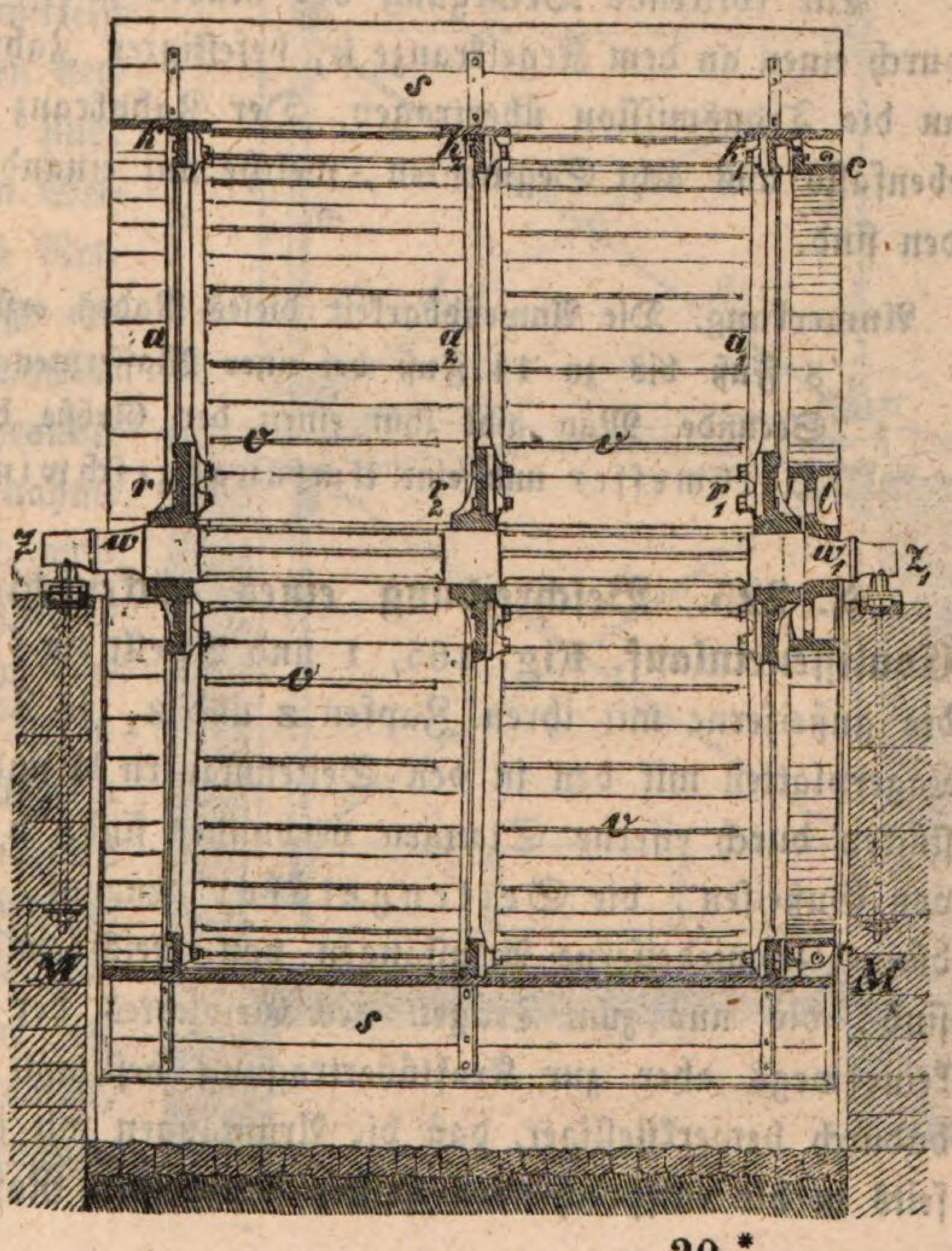


Fig. 164, *2.*



äußeren Enden der Arme eines jeden der drei Armsysteme **a**, **a_2** und **a_1** sind die gußeisernen Kegelkränze **k**, **k_2** und **k_1** angeschraubt. Diese bestehen aus acht Segmenten, welche mit den Armen in der aus der Figur ersichtlichen Weise durch Schrauben verbunden, und an ihrem Umfange mit angegossenen Kegeln **b** zur Befestigung der aus Holz bestehenden und wie bei dem Schaufelrade mit Ueberfalleinlauf geformten Schaufeln **s** versehen sind. Der hölzerne Radboden **d** ist an dem Umfange der Kegelkränze angeschraubt, und in demselben zum Behufe der

Ventilation der Schaufelräume längliche Oeffnungen v von rechteckiger Form angebracht.

Das zum Betriebe des Rades dienende Wasser wird aus dem gemauerten Zuflußkanale K durch den Einlauf dem, in einem ebenfalls gemauerten, am Boden aus Quadern bestehenden Kreisgerinne N sich bewegenden Rade zugeleitet. Der Einlauf besteht aber aus vier gußeisernen, an ihren Seitenflächen mit vorstehenden und gekrümmten Nuthen versehenen Platten, den sogenannten Schilden, von welchen zwei, die Seitenschilde f nämlich, in den Seitenmauern des Zuflußkanales eingelassen sind, während die zwei anderen als Zwischenschilde in gleichen Entfernungen von einander und den vorigen aufgestellt sind. Unten sind sämmtliche Schilde an den Quadern des Gerinnes befestiget, oben aber durch ein gußeisernes Querstück (eine Traverse) e verbunden, und bilden so einen rahmenartigen Körper, welcher die in die vorerwähnten Nuthen der Schilde eingeschobenen und aus Blech angefertigten Coulissen o umschließt.

S ist der aus zwei mit Feder und Nuth verbundenen Brettern bestehende und an den Seitenschilden anliegende Schützen, welcher an seinen beiden Enden mit gußeisernen Kappen versehen ist und vermittelst derselben in Leitrinnen lauft, welche an den Seitenschilden angebracht sind. An den Kappen sind die Zahnstangen y charnierartig befestiget. Zum Stellen des Schützens dient ein Aufzug, bestehend aus zwei auf den Kopfflächen der Seitenschilde angeschraubten gußeisernen Trägern t, in welchen je ein mit einer Zahnstange y im Eingriffe stehendes Getriebe g und eine Gegenrolle i gelagert sind.

Die rotirende Bewegung des Rades wird wie bei dem früheren Rade durch einen an dem Kegelkranze k_1 befestigten Zahnkranz c c und ein Getriebe l an die Transmission übertragen. Der Zahnkranz ist aus Gußeisen und besteht ebenfalls aus acht Segmenten, welche mit einander durch Schrauben verbunden sind.

Anmerkung. Die Anwendbarkeit dieses Rades erstreckt sich von dem Gefälle von 8 Fuß bis zu 14 Fuß bei einer Wassermenge von 10 bis 70 Cubikfuß per Secunde. Man gibt ihm einen der Größe des Gefälles ungefähr gleichen Halbmesser und eine Umfangsgeschwindigkeit von ungefähr 5 Fuß.

§. 225. Beschreibung eines rückenschlächtigen Zellenrades mit Coulisseneinlauf. Fig. 165, 1 und 2 stellt ein solches Rad vor. $w w_1$ ist die gußeiserne mit ihren Zapfen z und z_1 in Lagern liegende Welle, deren Lagerplatten mit den in den Seitenmauern M und M_1 eingemauerten Quaderstücken durch eiserne Stangen verbunden sind. b und b_1 sind zwei Radkränze von Gußeisen, die Seitengetäfer genannt, welche mit der Welle durch dünne schmiedeiserne Armstangen von kreisförmigem Querschnitte verbunden sind, die nur zum Tragen des Gewichtes der äußeren Theile des Rades, keineswegs aber zur Kraftübertragung bestimmt sind. Diese Verbindung ist dadurch bewerkstelliget, daß die Armstangen mit ihren viereckigen Enden einerseits in die entsprechenden Hülsen der beiden Rosetten r und r_1, andererseits

Fig. 165, 1.

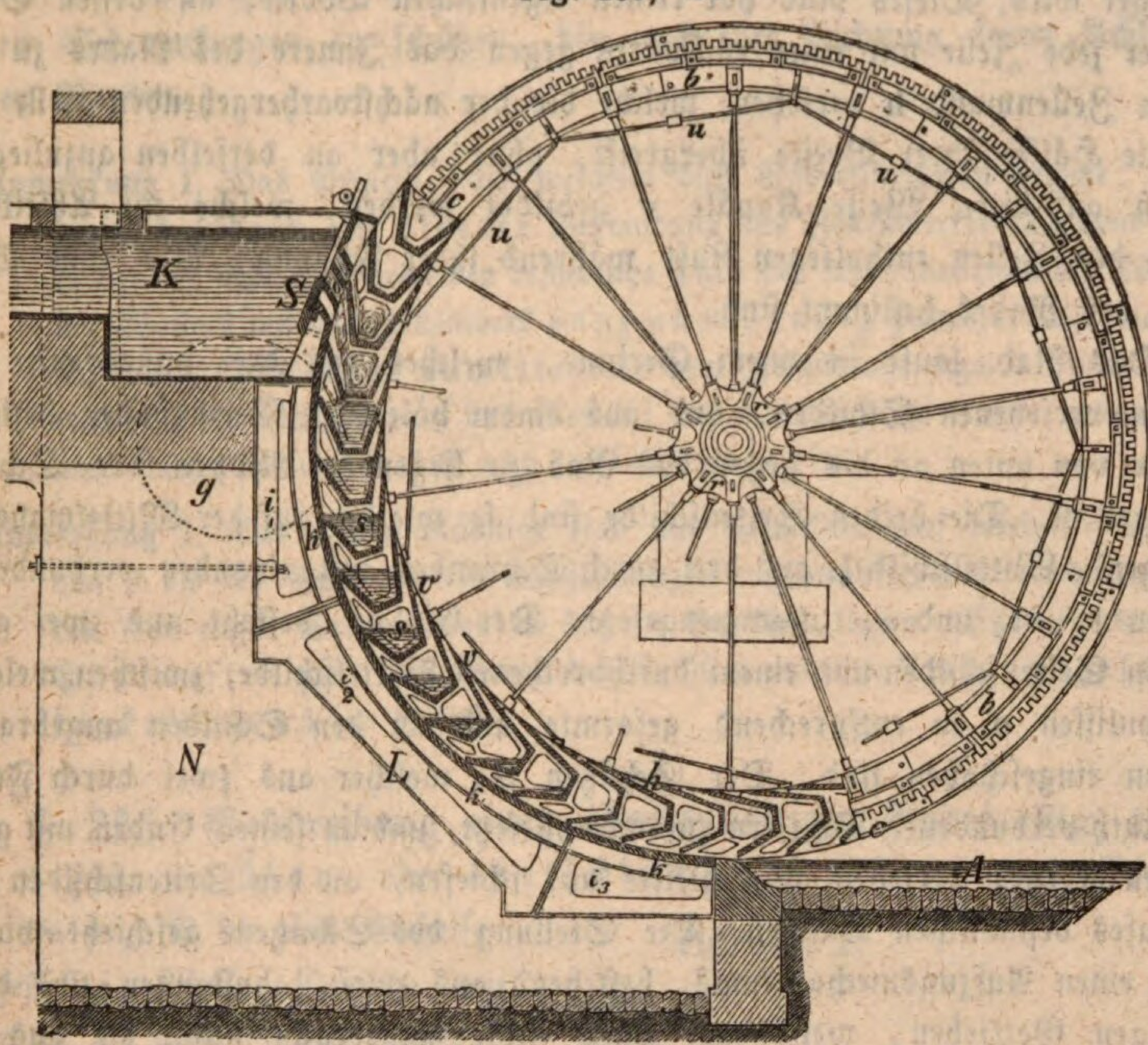
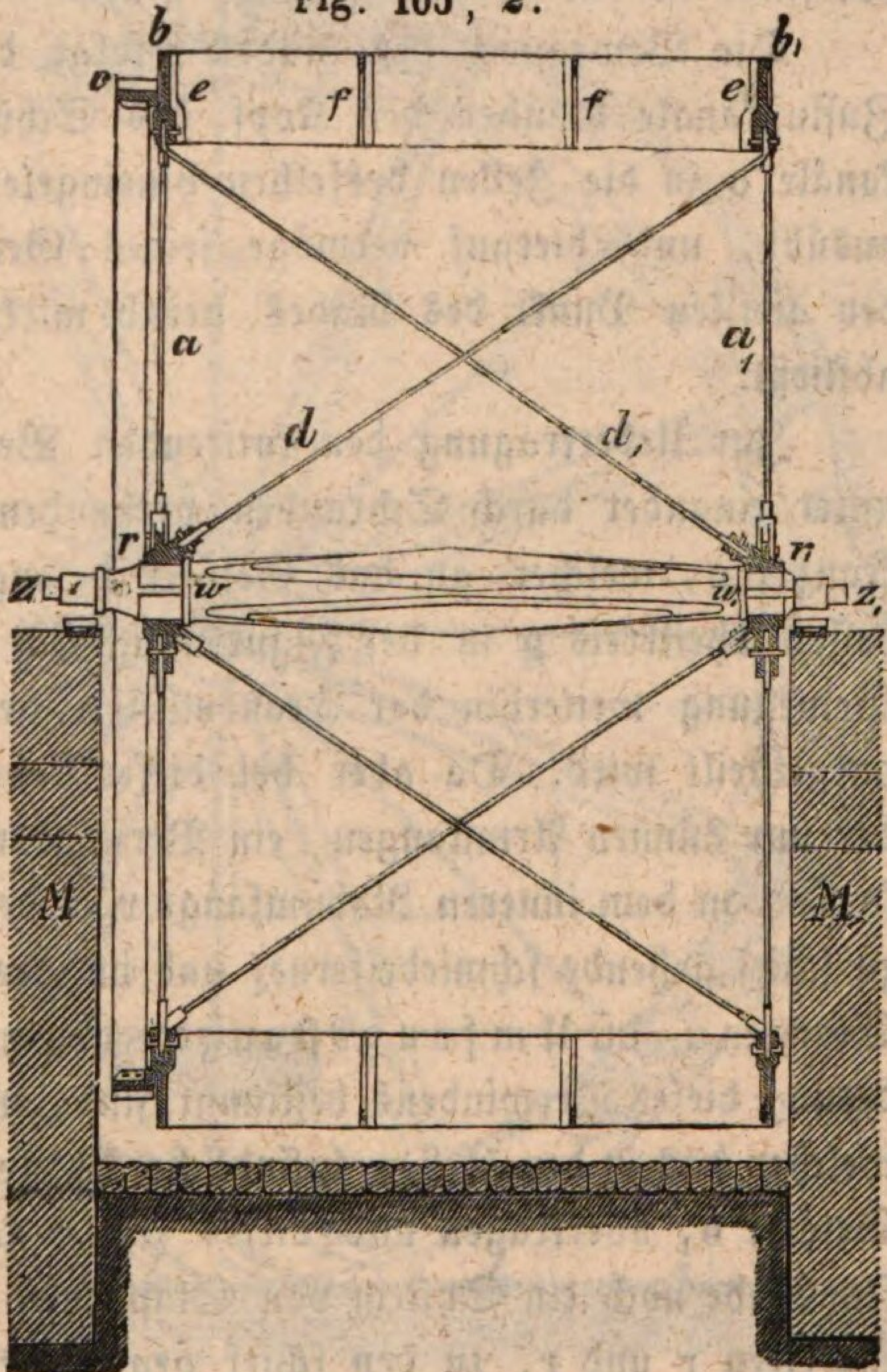


Fig. 165, 2.



aber in die hülsenförmigen Erweiterungen der Seitengetäfer eingeschoben, und daselbst vermittelst Keilen, welche ein Anziehen derselben gestatten, befestiget sind. An den einander zugekehrten Seitenflächen der Getäfer sind Nerven e e in einer solchen Lage angegossen, daß durch aneinander stoßende und an diese angeschraubte Bretter Zellen s zur Aufnahme des Betriebwassers gebildet werden. Zum Behufe einer soliden Verbindung der Zellen unter einander sind zwei gußeiserne durchbrochene Rahmen k in gleichem Abstande von den Seitengetäfern und von einander in die Zellenräume eingelegt, so daß jede Zellenwand zwischen zwei Paar solcher Rahmen zu liegen kommt, und an diesen durch Schrauben

befestiget wird. Dieses Rad hat keinen eigentlichen Boden; an dessen Statt ist aber jede Zelle mit einer rückwärts gegen das Innere des Rades zu liegenden Zellenwand h versehen, welche die der nächstvorhergehenden Zelle bis auf die Hälfte ihrer Breite übergreift, ohne aber an derselben anzuliegen, so daß auf diese Weise Kanäle v gebildet werden, welche zur Ableitung der in den Zellen enthaltenen Luft während ihrer Füllung, also zum Ventiliren des Rades bestimmt sind.

Das Rad lauft in einem Gerinne, welches aus drei gußeisernen mit Rippen versehenen Schilden, und aus einem hölzernen Gerinnboden besteht, welcher von unten an die gegen das Rad zu liegenden Rippen der Schilde befestiget ist. Die beiden Seitenschilde sind so wie der auf der Mittelmauer N aufliegende Mittelschild L aus drei durch Schrauben mit einander verbundenen Theilen i_1, i_2 und i_3 zusammengesetzt. Der Einlauf besteht aus zwei gußeisernen Seitenschilden und einem durchbrochenen Mittelschilde, zwischen welchen die Coulissen o in entsprechend geformte und an den Schilden angebrachte Nuthen eingeschoben sind. Der Schützen s, welcher aus zwei durch Feder und Nuth verbundenen Brettern zusammengesetzt, und an seinen Enden mit gußeisernen Kappen versehen ist, gleitet auf schiefen, an den Seitenschilden des Einlaufes befindlichen Bahnen. Die Stellung des Schützens geschieht wieder durch einen Aufzugsmechanismus, bestehend aus zwei Zahnstangen und dazu gehörigen Getrieben, welche an einer Achse angebracht sind, die aus der Radstube in das Fabriksgebäude geht.

Die Bewegung des Rades erfolgt dadurch, daß das Wasser aus dem Zuflußkanale K über den Kopf des Schützens fließend, durch die Coulissenkanäle o in die Zellen desselben hineingeleitet wird, dort zunächst einen Stoß ausübt, und hierauf vermöge seines Gewichtes, also durch Druck bis an den tiefsten Punkt des Rades herab wirkt, endlich aber im Abzugskanale A abfließt.

Zur Uebertragung der rotirenden Bewegung des Rades dient der aus unter einander durch Schrauben verbundenen Segmentstücken bestehende Zahnkranz c c, welcher an das Getäfer b angeschraubt ist, und in ein Getriebe, dessen Theilkreis g in der Figur ersichtlich gemacht ist, eingreift, von dem die Bewegung weiterhin der Transmission der zu betreibenden Maschinenanlage mitgetheilt wird. Da aber bei dieser Uebertragung der Bewegung, in Folge der nur dünnen Armstangen, ein Verwinden des Zellenwerkes eintreten könnte, so sind an dem inneren Radumfange von dem Getäfer b gegen das Getäfer b_1 zu schief gehende schmiedeiserne, und in ihrer halben Länge zusammengekuppelte Stangen u, die Umfangsstangen genannt, angebracht, welche zur Verhinderung dieses Verwindens bestimmt sind, indem durch dieselben die Kraft, mit welcher das in den Zellen befindliche Wasser auf das Getäfer b wirkt, auf das Getäfer b_1 übertragen und dieses somit nachgezogen wird. Endlich ist an diesem Rade noch ein System von Stangen d und d_1 angebracht, welche von den Rosetten r und r_1 zu den schief gegenüber liegenden Seitengetäfern b_1 und b

gehen und Diagonalstangen heißen. Sie haben den Zweck, das Rad gegen Schwankungen zu schützen, die nach der Richtung seiner Achse entstehen könnten.

Anmerkung 1. Das Princip, auf welchem diese Radconstruction beruht, besteht darin, daß durch eine directe Verbindung des Zellenwerkes mit dem Zahnkranze der innerhalb desselben befindliche Theil des Radbaues von der Wirkung des Wassers auf das Zellenwerk ganz unabhängig gemacht, also die demselben mitgetheilte Kraft unmittelbar dem Zahnkranze zugeleitet wird, während die Armstangen nur das Gewicht des Radbaues zu tragen haben. Man nennt dieses Princip das Suspensionsprincip.

Anmerkung 2. Das rückenschlächtige Rad mit Coulisseneinlauf wird bei Gefällen von 9 bis 25 Fuß und für Wassermengen angewendet, welche nur innerhalb der sehr engen Grenzen von 10 bis 40 Cubikfuß liegen. Es bekommt einen Halbmesser von zwei Drittel des Gefälles und eine Umfangsgeschwindigkeit von 4·5 bis 5 Fuß.

§. 226. **Beschreibung eines oberschlächtigen Rades.** Fig. 166, 1 und 2 zeigt ein über- oder oberschlächtiges Rad von guter Construction. $w w_1$ ist die aus Gußeisen hergestellte Welle, welche mit ihren in die ausgedrehete Höhlung derselben eingesetzten und daselbst durch Keile befestigten, aus Schmiedeisen bestehenden und an ihrem Ende verstählten Zapfen z und z_1 in Lagern liegt, deren Lagerplatten mit dem beiderseits des Rades aus Quaderstücken aufgeführten Seitenmauerwerke M und M_1 vermittelst je zwei schmiedeisernen, unten durch Keile gehaltenen, oben aber durch Muttern angezogenen Stangen fest verbunden sind. An den Wellenden sind Wellköpfe angebracht, auf welchen die gußeisernen Rosetten r und r_1 befestiget sind. b und b_1 sind zwei aus je acht Segmenten bestehenden Seitengetäfer des Rades. An ihren einander zugekehrten Flächen befinden sich einestheils nach der Form der Zellen gekrümmte Nerven e, und anderentheils ring-

Fig. 166, 1.

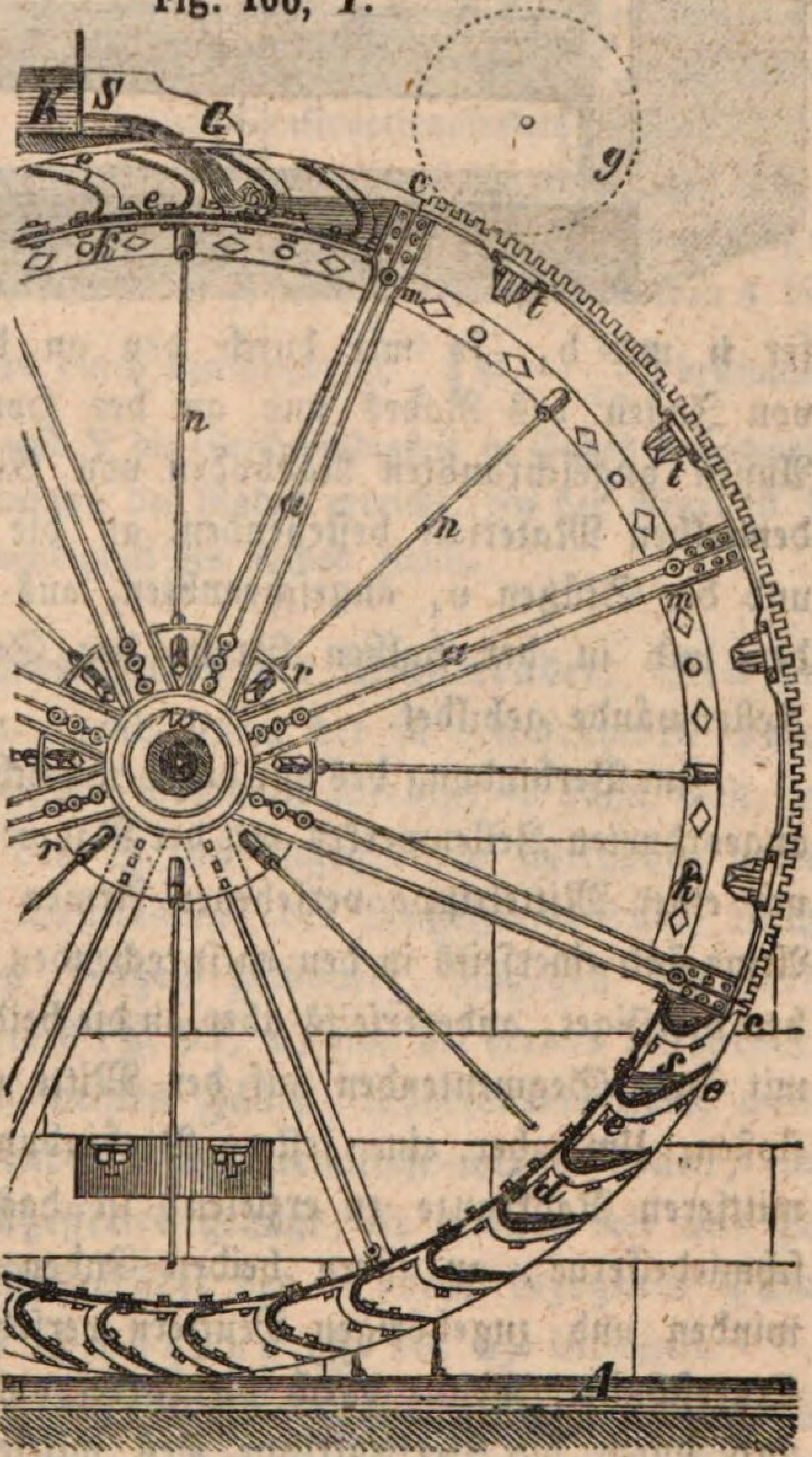
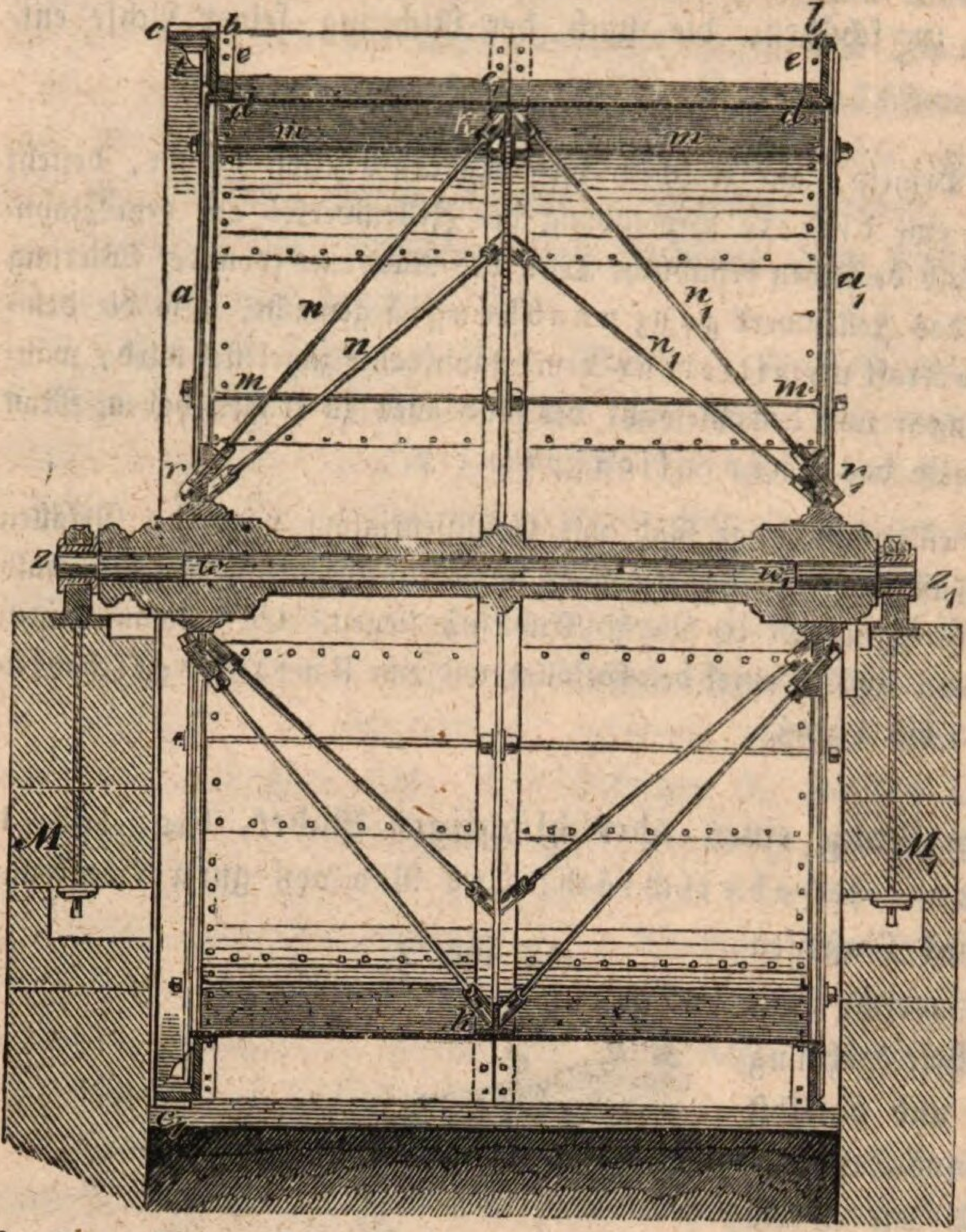


Fig. 166. 2.



förmige Nerven d von gleicher Breite angegossen. kk ist ein in der halben Breite des Rades angebrachter Radkranz aus Gußeisen von Tförmigem Querschnitte, dessen Radialrippe zur Erzielung eines geringeren Gewichtes durchbrochen ist. An diesem sind eine der Zellenzahl gleiche Anzahl von gußeisernen, nach der Form der Zellen gekrümmten und flachen Stützen e_1 angeschraubt. Die Zellenräume s werden einerseits durch die beiden Seitengetäfer b und b_1, so wie durch den an den ringförmigen Nerven d derselben von Innen des Rades und an der Horizontalrippe des Radkranzes k von Außen angeschraubten Radboden von Eisenblech, andererseits durch die aus demselben Materiale bestehenden, an die Nerven e der beiden Seitengetäfer und die Stützen e_1 angeschraubten, aus zwei gleich langen Stücken bestehenden und in der halben Breite der Stützen e_1 stumpf zusammenstoßenden Zellenwände gebildet.

Zur Verbindung des auf die eben beschriebene Weise construirten, ringförmig angeordneten Zellenwerkes mit der Radwelle dienen zwei aus je acht gußeisernen, mit einer Mittelrippe versehenen Armen bestehende Armsysteme a und a_1. Die Arme sind einerseits in den entsprechenden Armhülsen der Rosetten durch Schrauben befestiget, andererseits aber an die beiden Seitengetäfer angeschraubt, welche mit ihren Segmentenden auf der Mitte eines jeden Armes stumpf zusammenstoßen. Um aber eine festere Verbindung der beiden Seitengetäfer mit dem mittleren Radkranze zu erzielen, ist das Rad seiner Breite nach durch acht schmiedeiserne, an ihren beiden Enden und in der Mitte mit Schraubengewinden und zugehörigen Muttern versehene Stangen m m von kreisförmigem Querschnitte, welche durch die correspondirenden Arme der beiden Armsysteme und durch die Verticalrippe des mittleren Radkranzes gehen, zusammenge-

schraubt. Außerdem sind zur Verhütung von Seitenschwankungen des Rades zwei Systeme von je acht schmiedeisernen, von den Rosetten r und r_1 ausgehenden und gegen den mittleren Radkranz k zu geneigten Zugstangen n und n_1 angebracht, welche einerseits in den an den mittleren Radkranz angegossenen Hülsen durch Keile festgehalten, andererseits aber in den entsprechenden Hülsen der Rosetten durch Muttern und Gegenmuttern festgeschraubt sind.

K ist das Ende des Zuflußkanales, in welchem ein verticaler, durch einen Bewegungsmechanismus verstellbarer Schützen S angebracht ist, von welchem an das Schußgerinne G beginnt, vermittelst dessen das Wasser dem Rade in der erforderlichen Richtung zugeführt wird. Die Wirkung des Wassers auf das Rad besteht darin, daß es, in dasselbe hineinstürzend, zunächst auf die Zellenwände einen Stoß ausübt, hierauf aber bis zu dem tiefsten Punkte des Rades herab vermöge seines Gewichtes durch Druck wirkt. Die dadurch hervorgebrachte rotirende Bewegung des Rades wird durch einen aus acht Segmenten bestehenden Zahnkranz cc, welcher an den am Getäfer b angegossenen consolartigen Trägern t durch Schrauben und Keile befestiget ist, und ein zugehöriges Getriebe g an die Transmission des zu treibenden Werkes übertragen.

Anmerkung. Die oberschlächtigen Wasserräder wendet man bei Gefällen von 8 bis 40 Fuß und bei einer per Secunde disponiblen Wassermenge bis zu 25 Cubikfuß mit großem Vortheile an, da dieses Constructionssystem wohlfeiler als jedes andere ist, und bei einer zweckmäßigen Anordnung stets einen guten Effect gibt, wenn nur das Gefälle nicht zu klein ist. Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit eines solchen Rades ist je nach der Größe desselben 4 bis 5 Fuß. Der Halbmesser wird durch den Ausdruck $\frac{1}{2}\left[H - \frac{V^2}{2g}\right]$ bestimmt, wobei H die Größe des Gefälles und V die Geschwindigkeit in Fußen bezeichnet, mit welcher das Wasser den Umfang des Rades erreicht. In der Regel ist V der doppelten Umfangsgeschwindigkeit des Rades gleich.

§. 227. Bestimmung des Nutzeffectes der Wasserräder. Soll der Nutzeffect eines Wasserrades von irgend einem der in den früheren Paragraphen beschriebenen Constructionssysteme bestimmt werden, so kann man sich zu diesem Zwecke einer der drei in dem §. 95 angegebenen Methoden bedienen. Weil aber die Methode der Bestimmung des Nutzeffectes durch Rechnung (§. 95, a) keinen practischen Nutzen gewährt, hingegen die durch Messung vermittelst eines Dynamometers (§. 97, c) nur bei bereits bestehenden Wasserrädern anwendbar ist, in den meisten Fällen, insbesondere aber, wenn die Dimensionen eines erst zu erbauenden Rades ermittelt werden sollen, eine schätzungsweise Bestimmung des Nutzeffectes genügt, so wollen wir uns zur Bestimmung des Nutzeffectes der Wasserräder der in dem bezogenen Paragraphe angeführten Methode der Schätzung (§. 96, b) bedienen.

Bei einem erst zu erbauenden oder bereits bestehenden Wasserrade läßt sich stets die zum Betriebe desselben in jeder Secunde disponible Wasser-

menge und das dieser zugehörige Gefälle, oder die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser dem Rade zugeführt wird, durch Messung finden. Bezeichnet nun Q die Wassermenge in Cubikfußen, welche in jeder Secunde einem Wasserrade zufließt, und H das vorhandene Gefälle in Fußen, so ist der in Pferdekräften ausgedrückte absolute Effect dieser Wasserkraft der Gleichung 5′ des §. 81 zu Folge

$$N_a = \frac{56 \cdot 5}{430} Q H \text{ Pfk} \ldots (1,$$

und der absolute Effect der mit einer Geschwindigkeit V dem Rade zufließenden Wassermenge Q, der Gleichung 4′ des bezogenen Paragraphes gemäß,

$$N_a = \frac{0 \cdot 911}{430} Q V^2 \text{ Pfk} \ldots (2,$$

oder, wenn man mit H die der Geschwindigkeit V entsprechende Geschwindigkeitshöhe bezeichnet, wegen $V^2 = 2gH$, ebenfalls

$$N_a = \frac{56 \cdot 5}{430} Q H \text{ Pfk} \ldots (3.$$

Weil aber bei einem jeden Wasserrade einestheils durch den stoßweisen Eintritt des Wassers in das Rad, und durch Wasserverluste, welche während der Einwirkung des Wassers auf das Rad in Folge der Unvollkommenheit seines Baues entstehen, so wie durch das zu frühzeitige Austreten des Wassers aus dem Rade, wodurch ein Verlust an Gefälle Statt findet, ferner auch dadurch, daß das Wasser noch mit einer gewissen Geschwindigkeit das Rad verläßt, demnach die dieser Wassermenge und der Geschwindigkeit entsprechende lebendige Kraft für die Wirkung auf das Rad verloren geht, anderentheils durch die Reibung der Wellzapfen in ihren Lagern, durch die Reibung des Wassers am Gerinne, durch die Unvollkommenheiten des Baues u. s. w. Effectverluste herbeigeführt werden, welche bewirken, daß der Nutzeffect eines Wasserrades stets kleiner als der absolute Effect der zu dessen Betriebe disponiblen Wasserkraft (§. 93 und 94) ausfällt, so muß man letzteren mit einem dem Constructionssysteme des Wasserrades und dem Grade der Vollkommenheit seiner Ausführung entsprechenden Coefficienten, welcher das Verhältniß zwischen dem Nutzeffecte eines Rades und dem absoluten Effecte der Wasserkraft angibt, multipliciren, um den Nutzeffect zu erhalten. Bezeichnet man daher mit k diesen Coefficienten und mit N_n den gesuchten Nutzeffect in Pferdekräften, so hat man

$$N_n = k N_a \text{ Pfk} \ldots (3.$$

Der Erfahrung zu Folge kann man für diesen Coefficienten bei den verschiedenen Constructionssystemen der Wasserräder und bei einer guten Anordnung derselben folgende Werthe annehmen:

Für ein unterschlächtiges Rad im Schnurgerinne . .	$k = 0 \cdot 30$ bis $0 \cdot 35$
„ „ Poncelet'sches Rad	$k = 0 \cdot 60 - 0 \cdot 65$
„ „ Kropfrad	$k = 0 \cdot 40 - 0 \cdot 50$
„ „ Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf	$k = 0 \cdot 60 - 0 \cdot 65$

Für ein Schaufelrad mit Coulisseneinlauf . . . . . k = 0·65 bis 0·70
„ „ rückenschlächtiges Zellenrad . . . . k = 0·60 — 0·70
„ „ oberschlächtiges Rad bei kleinen Gefällen
(von 8 bis 12 Fuß) . . . . k = 0·50 — 0·60
„ „ oberschlächtiges Rad bei mittleren Gefällen
(von 12 bis 16 Fuß) . . . . . . k = 0·60 — 0·70
und endlich für ein oberschlächtiges Rad bei großen
Gefällen (über 16 Fuß) . . . . . k = 0·70 — 0·80

Anmerkung 1. Sollen Wasserräder im Stande sein, die eben angegebenen Nutzeffecte zu leisten, so müssen die wichtigsten Constructionselemente derselben nach den im Folgenden aufgestellten Regeln bestimmt werden. Bezeichnet nämlich $\varkappa$ den Füllungscoefficienten der Wasserräder, d. i. das Verhältniß zwischen dem Volumen der Wassermasse, welche ein Schaufel- oder Zellenraum aufzunehmen hat, und dem Volumen eines solchen Raumes, so nehme man

$$\text{für Schaufelräder } \varkappa = (\text{höchstens}) \ \tfrac{1}{2} \ldots (4,$$

$$\text{und für Zellenräder } \varkappa = \tfrac{1}{5}, \tfrac{1}{4} \text{ oder höchstens } \tfrac{1}{3} \ldots (5,$$

wobei zu bemerken ist, daß bei Zellenrädern eine schwache Füllung (also $\varkappa = \frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{5}$) angenommen werden soll, weil dadurch ihre Leistung vergrößert wird, bei Schaufelrädern aber eine viel schwächere Füllung, als die durch den obigen Coefficienten angegebene nachtheilig wirkt, weil dann ihre Breite größer ausfällt, und dadurch nicht nur die Wasserverluste, sondern auch die Kosten des Radbaues vergrößert werden.

Ist ferner b die Breite, t die Tiefe der Räder, v ihre Umfangsgeschwindigkeit und Q die per Secunde zu ihrem Betriebe disponible Wassermenge, so hat man (mit Ausnahme der Poncelet'schen Räder)

$$\text{für Schaufelräder } \frac{b}{t} = 1·75 \sqrt[3]{N_a} \ldots (6,$$

$$\text{und für Zellenräder } \frac{b}{t} = 2·25 \sqrt[3]{N_a} \ldots (7$$

zu nehmen, und sich hierauf zur Bestimmung der Breite und Tiefe der Räder der beiden Formeln

$$b = \sqrt{\frac{Q\left(\frac{b}{t}\right)}{\varkappa v}} \ldots (8$$

$$\text{und } t = \frac{b}{\left(\frac{b}{t}\right)} \ldots (9$$

zu bedienen. Für Poncelet'sche Räder aber gelten die in der Anmerkung 2 des §. 221 angegebenen Regeln.

Die Anzahl der Schaufeln oder Zellen eines Wasserrades wird, wenn R den Halbmesser desselben bezeichnet, durch die Formel

$$z = \frac{2 R \pi}{0·6 + 0·7 t} \ldots (10$$

bestimmt, indem man dabei diejenige ganze Zahl wählt, welche dem ermittelten Werthe von z am nächsten liegt, und durch die Anzahl der Arme

eines Armsystemes theilbar ist. Die Schaufel- oder Zellentheilung erhält man nun, indem man den Radumfang durch die ermittelte Schaufel- oder Zellenzahl dividirt.

Die Anzahl der Arme eines Armsystemes wird aber durch diejenige ganze Zahl bestimmt, welche dem sich aus dem Ausdrucke

$$a = 0{\cdot}6\ (3{\cdot}2 + R)\ \ldots\ (11$$

ergebenden Werthe am nächsten liegt.

Anmerkung 2. Manchmal kommen Wasserkräfte von mehr als 80 Pferdekraft zur Anwendung. Da aber in einem solchen Falle die Dimensionen eines einzigen Rades zu kolossal ausfallen würden, so wendet man lieber zwei Räder an. Allein auch in jenen Fällen, in welchen ein System von Arbeitsmaschinen betrieben werden soll, die nicht gut mit einander arbeiten können, wie z. B. bei Eisenwerken, muß man zwei oder mehrere Räder statt einem anwenden, um die Arbeitsmaschinen unabhängig von einander in Gang setzen zu können.

2. Von den Turbinen.

§. 228. **Eintheilung der Turbinen.** Die Turbinen (§. 218) lassen sich in **Stoß-**, **Druck-** und **Reactionsturbinen** eintheilen. Bei den Turbinen der ersten Art wirkt das Wasser gegen ebene und schiefgestellte Schaufeln durch Stoß; bei denen der zweiten Art fließt dasselbe an krummen Schaufeln, indem es die Schaufelräume nicht ganz ausfüllt und wirkt dabei durch Druck; bei den Turbinen der dritten Art endlich bewegt sich das Wasser durch die Schaufelräume, dieselben ganz ausfüllend, und es erfolgt dessen Wirkung durch Reaction. Von diesen drei Turbinenarten sind die letzteren wegen ihrer größeren Leistungsfähigkeit im Vergleiche mit den beiden ersteren Arten die wichtigsten.

Man unterscheidet aber zwei Systeme von Reactionsturbinen. Das erste System umfaßt diejenigen Reactionsturbinen, bei welchen sich das Wasser in den Schaufelräumen derselben in horizontaler Richtung bewegt und seine Centrifugalkraft die Reactionswirkung unterstützt, während diejenigen, bei welchen sich dasselbe von oben nach unten bewegt und die Schwerkraft seiner Wirkung zu Hülfe kommt, dem zweiten Systeme angehören. Unter allen Turbinen dieser Art wird die **Fourneyron**'sche und die **Jonval**'sche Turbine am häufigsten angewendet.

§. 229. **Beschreibung einer Fourneyron'schen Turbine.** Diese durch Fig. 167, 1 in einem Verticaldurchschnitte und durch Fig. 167, 2 zur Hälfte in einem durch das Turbinenrad geführten Horizontaldurchschnitte und zur Hälfte in der oberen Ansicht dargestellte Turbine ist eine **Fourneyron'sche Etagenturbine.** ww_1 ist eine stehende bei w_2 gekuppelte gußeiserne Achse. An ihrem Fuße ist ein an seiner unteren Fläche concav ausgearbeiteter Zapfen z von Stahl in einer vorgebohrten Oeffnung dersel-

ben befestiget, welcher mit seiner concaven Fläche auf einem oben convex geformten, in einer metallenen Büchse x eingesetzten und mit derselben durch Ansätze verbundenen Zapfen z_1 ebenfalls von Stahl sitzt und mit der Achse auf dem letzteren rotiren kann, zu welchem Behufe die beiden Zapfen z und z_1 von einem metallenen, mit dem Achsenende verbundenen Ringe y umschlossen sind. Die Büchse x steckt in einem Ringe von Metall, mit welchem der gußeiserne Ständer t ausgefüttert ist, und sitzt mit ihrer Bodenfläche auf dem um den

Fig. 167, 1.

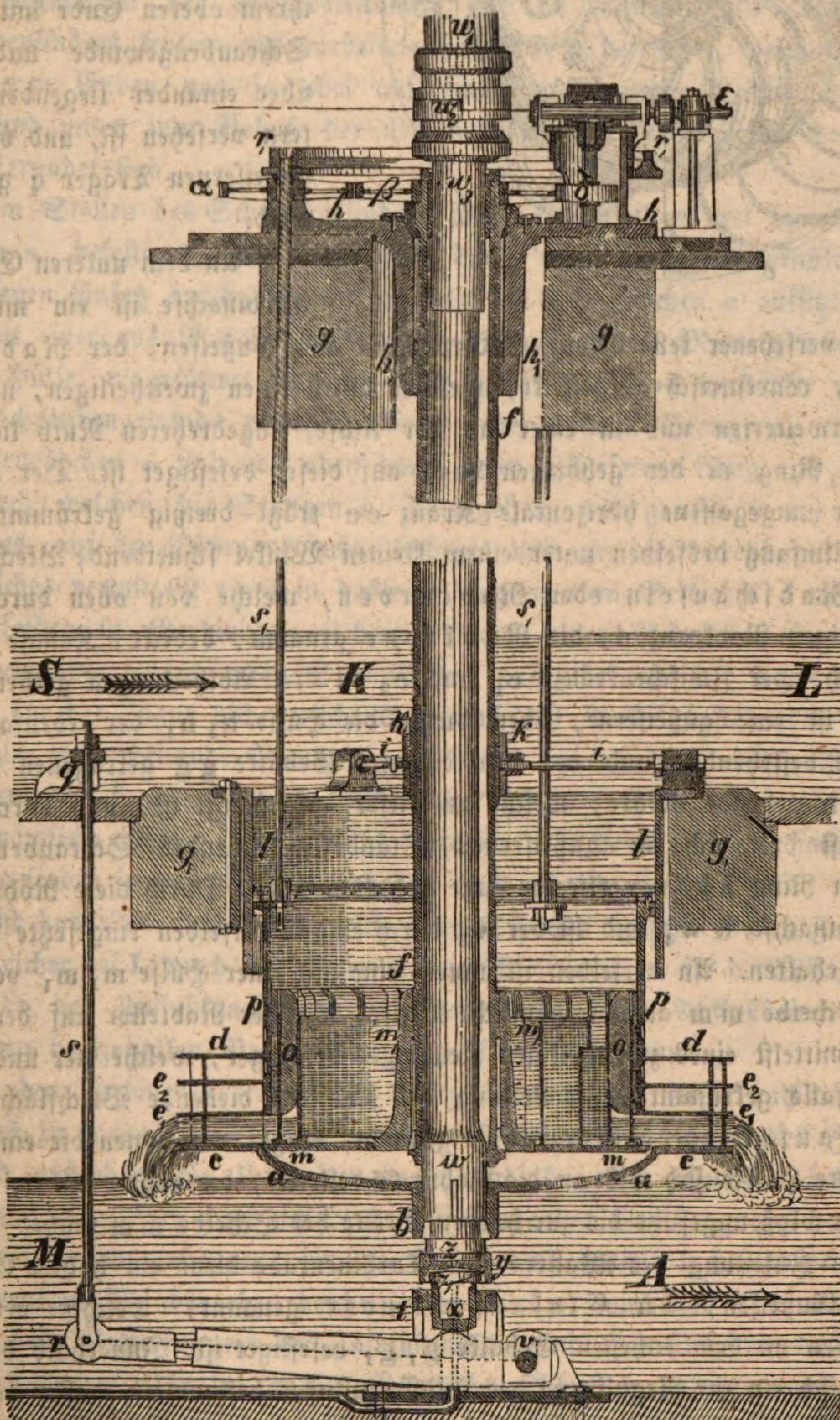
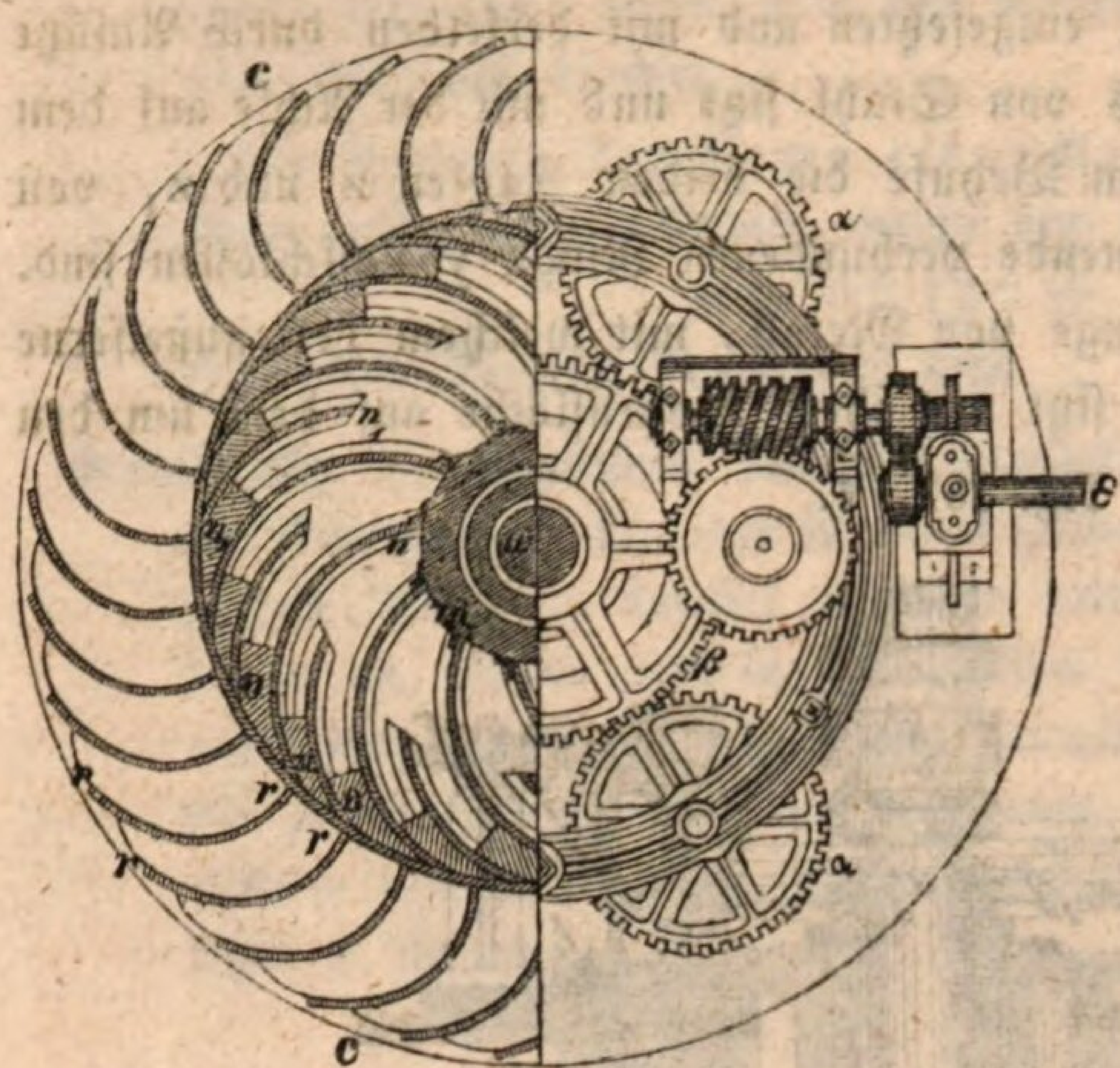


Fig. 167.



Punkt v drehbaren Hebel r v, vermittelst dessen diese, folglich auch die Achse w w$_1$ um etwas gehoben oder gesenkt werden kann. Zu diesem Zwecke befindet sich im Punkte r dieses Hebels eine schmiedeiserne Zugstange s eingehängt, welche an ihrem oberen Ende mit einem Schraubengewinde und zwei über einander liegenden Muttern versehen ist, und von dem gußeisernen Träger q getragen wird.

An dem unteren Ende der Turbinachse ist ein mit einer Hülse b versehener tellerförmiger Körper a a aus Gußeisen, der **Radteller** genannt, concentrisch aufgesteckt, welcher durch einen zweitheiligen, nach abwärts erweiterten und in einer an der Achse eingedreheten Nuth liegenden conischen Ring in der gehörigen Lage auf dieser befestiget ist. Der an dem Radteller angegossene horizontale Kranz c c trägt dreißig gekrümmte, den äußeren Umfang desselben unter einem kleinen Winkel schneidende Blechflächen r, die **Radschaufeln** oder **Radcurven**, welche von oben durch einen ringförmigen Radkranz d, die **Radkrone** genannt, bedeckt, Kanäle bilden, die durch zwei Zwischenkränze e$_1$ und e$_2$ in drei Abtheilungen getheilt sind.

f f ist eine gußeiserne, oben durch die Hülse h$_1$ h$_1$ der ebenfalls aus Gußeisen bestehenden und von dem eichenen Gebälke g g getragenen Bodenplatte h h gehende Röhre, welche an dieser aufgehängt ist, und durch einen vermittelst drei sich an gußeisernen Ständern stützenden Schrauben i zu stellenden Ring k k in verticaler Lage gehalten wird. Durch diese Röhre geht die Turbinachse w w$_1$ und ist bei w$_3$ durch eine in derselben eingesetzte Metallbüchse gehalten. An derselben ist unten eine mit einer Hülse m$_1$ m$_1$ versehene runde Scheibe m m auf die nämliche Weise, wie der Radteller auf der Achse, also vermittelst eines zweitheiligen Keilringes befestiget, welche vier und zwanzig ebenfalls gekrümmte, zur Leitung des Wassers dienende Blechflächen, die **Leitschaufeln** oder **Leitcurven** genannt, trägt, von denen die eine mit n bezeichnete Hälfte sich bis an die Röhre f f erstreckt, die andere mit n$_1$ bezeichnete aber bloß ungefähr bis zur halben Breite der Scheibe m m reicht.

Zur Zuleitung des Wassers zum Turbinenrade dient ein hohler Cylinder l l aus Gußeisen, der **Einlaufcylinder** genannt, welcher vermittelst Schrauben an dem eichenen Gebälke g$_1$ g$_1$ befestiget ist. Innerhalb desselben befindet sich ein zur Regulirung des Wasserzuflußes bestimmter, daher verschiebbarer hohler Cylinder p p, der **Schützencylinder**, welcher sich an seinem

oberen Ende vermittelst einer Liederung an den inneren Umfang des Einlaufcylinders ll wasserdicht anschließt, und in den ringförmigen, zwischen dem inneren Umfange der Rad- und dem äußeren Umfange der Leitcurven liegenden Raum herabgeschoben werden kann. Es ist nun begreiflich, daß durch eine nach auf- oder abwärts gerichtete Verschiebung des Schützencylinders die Höhe der Oeffnungen der Leitcurvenkanäle an dem äußeren Umfange des Leitcurvenrades geändert und dadurch eine größere oder geringere Menge Wasser dem Turbinenrade zuströmen wird. Zur Leitung des Wassers an die Austrittsöffnungen der Leitcurvenkanäle sind an dem unteren Theile des Schützencylinders krumm ausgearbeitete Holzstücke o befestiget, welche zwischen die äußeren Enden von je zwei auf einander folgenden Leitcurven genau passen, und unten zum Behufe der Verminderung der Contraction des Wassers abgerundet sind.

Zum Stellen des Schützencylinders sind an demselben drei schmiedeiserne Stangen s_1 befestiget, von denen jede durch einen an der Bodenplatte **h h** angegossenen Ansatz durchgeht, auf welchem ein Stirnrädchen α aufsitzt, dessen Nabe mit einer aus Metall angefertigten und mit einem Muttergewinde versehenen Hülse ausgefüttert ist. In diese greift nun das verstärkte und mit einem Schraubengewinde versehene Ende einer solchen Stange s_1 ein. Die drei Stirnrädchen α sind von oben durch einen gußeisernen Ring r_1 r_1 gehalten, durch welchen die Stangen s_1 durchgehen, und greifen in ein gemeinschaftliches, auf der Röhre ff aufgeschobenes und um diese drehbares Rad β ein, welches vermittelst eines in dasselbe eingreifenden Getriebes δ und eines mit demselben in Verbindung stehenden, aus einer Schraube ohne Ende, zwei in einander eingreifenden Stirnrädchen und einer auf der Achse ε angebrachten (in der Figur nicht ersichtlich gemachten) Kurbel bestehenden Mechanismus in eine rotirende Bewegung nach der einen oder anderen Richtung versetzt werden kann. Dadurch können aber die drei Stangen s_1 gleichzeitig um die nämliche Größe in die Höhe gezogen oder herabgelassen, sonach der Schützencylinder je nach Bedarf gehoben oder gesenkt werden.

K ist das Ende des bei **S** durch einen Schützen verschließbaren Zuflußkanales, welcher bei **L** durch eine Querwand geschlossen ist. **A** ist der Abflußkanal. Das Ende des Zuflußkanales **K** und der Anfang des Abflußkanales sind durch einen horizontalen Bretterboden von einander getrennt.

Da der Turbinenzapfen **z** das ganze Gewicht der Achse und des Turbinenrades zu tragen hat, diesem nach der Druck auf die Basis des Zapfens groß und außerdem die Umdrehungsgeschwindigkeit der Turbine bedeutend ist, so muß man, um dem schädlichen Einfluße der Erhitzung auf das Materiale desselben vorzubeugen, für die Schmierung desselben besondere Sorgfalt verwenden. Bei der eben beschriebenen Turbine wird das Oel aus einem oberhalb des Wasserspiegels im Zuflußkanale befindlichen Behälter durch eine kupferne Röhre r′ r′ in den hohlen Raum der Büchse **x** geführt, von wo es durch feine in dem Zapfen z_1 angebrachte Kanäle zwischen die Berührungs-

flächen der beiden Zapfen z und z_1 gelangt, hierauf aber durch eine in der Turbinenachse befindliche Bohrung nach außen abgeleitet wird, und auf diese Weise eine continuirliche Schmierung des Zapfens bewirkt.

Zum Behufe der Uebertragung der rotirenden Bewegung des Turbinenrades an die Transmission ist auf der Achse $w w_1$ ein verzahntes Rad angebracht, welches mit einem an einer Transmissionswelle befestigten im Eingriffe steht.

§. 230. Wirkungsweise des Wassers auf das Turbinenrad. Die Wirkung des Wassers auf das Rad dieser Turbine erfolgt auf die im Nachstehenden erklärte Weise. Ist der Schützen bei S aufgezogen, und der Schützencylinder mehr oder weniger in die Höhe gehoben, so fließt das Wasser durch die Schützenöffnung bei S in den Raum K und von da durch den Einlaufcylinder ll, so wie durch den Schützencylinder pp in die Leitcurvenkanäle und tritt durch die am Umfange des Leitcurvenapparates befindlichen Oeffnungen, welche durch die Platte mm, und je zwei auf einander folgende Leitcurven, so wie durch den unteren Rand des Schützencylinders begrenzt sind, nach der Richtung der Tangente an das letzte Element der Leitcurven in die Radcurvenkanäle mit einer Geschwindigkeit über, welche je nach dem vorhandenen Gefälle, so wie je nach der Construction und Geschwindigkeit des Rades entweder der der Druckhöhe des Wassers entsprechenden Geschwindigkeit gleich oder aber größer oder kleiner ist als diese, durchströmt die Radcurvenkanäle von Innen nach Außen, drückt dabei gegen die Radcurven und treibt das Turbinenrad in Folge der Differenz zwischen den Pressungen gegen die concaven und convexen Flächen der Radcurven in einer dem Ausfluße des Wassers aus den Radcurvenkanälen entgegengesetzten Richtung um.

Weil aber, wenn das dem Turbinenrade zufließende Wasser die Radcurvenkanäle nicht vollständig ausfüllt, durch dessen unregelmäßige Bewegung in denselben bedeutende Effectverluste herbeigeführt werden können, so ist bei der in dem vorhergehenden Paragraphe beschriebenen Turbine die ganze (zwischen der Platte cc und der oberen Krone dd liegende) Höhe der Radkanäle durch zwei ringförmige Zwischenkränze $e_1 e_1$ und $e_2 e_2$ in drei Räume, E t a g e n genannt, geschieden, wodurch bewirkt wird, daß das Wasser je nach der disponiblen Menge desselben oder je nach der Stellung des Schützencylinders bloß durch die unterste, oder durch die unterste und mittlere oder endlich durch alle drei Etagen strömen und dabei die Kanäle, durch welche es fließt, vollständig ausfüllen kann.

Anmerkung. Den allgemeinen Grundsätzen der Mechanik zu Folge würde eine Turbine den g r ö ß t e n E f f e c t geben, wenn daß Wasser o h n e S t o ß in das Rad eintreten, dasselbe, o h n e p l ö t z l i c h e G e s c h w i n d i g k e i t s ä n d e r u n g e n zu erleiden, durchströmen, und endlich das Rad o h n e a l l e G e s c h w i n d i g k e i t in einem Punkte verlassen würde, welcher nicht über dem Spiegel des Unterwassers liegt. Könnte man diesen Bedingungen bei der

Construction einer Turbine vollkommen entsprechen, so würde der Nutzeffect derselben dem absoluten Effecte der Wasserkraft gleich werden. Da es aber bei den Fourneyron'schen Turbinen wohl theoretisch, nicht aber praktisch möglich ist, den angeführten Bedingungen genau zu entsprechen, so muß man bei dem Baue derselben diesen Anforderungen wenigstens näherungsweise so viel als möglich zu genügen trachten.

Bezeichnet Q die Wassermenge in Cubikfußen, welche in jeder Secunde auf das Rad wirken soll, H das Gefälle in Fußen, worunter bei einer unter Wasser arbeitenden Turbine der Verticalabstand der Wasserspiegel im Zu- und Abflußkanale, bei einer Turbine aber, deren Rad sich über dem Wasserspiegel im Abflußkanale befindet, der Verticalabstand des Wasserspiegels im Zuflußkanale von der mittleren Ebene des Turbinenrades zu verstehen ist, R den äußeren und r den inneren Halbmesser des Rades, k den Contractionscoefficienten für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitcurven-, und k_1 denjenigen für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades, β den Winkel, den die mittlere Richtung des aus den Leitcurvenkanälen austretenden Wassers mit dem inneren Umfange des Turbinenrades bildet, a die normale Weite der Leitcurvenkanäle und endlich N_n den in Pferdekräften ausgedrückten Nutzeffect, welchen die Turbine hervorbringen soll, so kann man sich zur Bestimmung der Hauptdimensionen einer Fourneyron'schen Turbine der nachfolgenden Regeln bedienen:

Wassermenge, welche für einen Nutzeffect von N_n Pferdekräften in jeder Secunde erforderlich ist . . . $Q = 10{\cdot}7 \frac{N_n}{H}$

Innerer Halbmesser des Turbinenrades . . . . . $r = 0{\cdot}3 \sqrt{Q}$

Winkel, unter welchem die Leitcurven den inneren Umfang des Schützencylinders schneiden . . . $\alpha = 15$ bis 24 Grad

Krümmungshalbmesser für die Leitcurven . . . . $\varrho = 0{\cdot}5\ r$

Anzahl der Leitcurven . . . . $z = 24$ bis 30

Nun verzeichne man den horizontalen Durchschnitt des Leitcurvenrades, und bestimme aus dieser Zeichnung im Wege der Messung den Winkel β und die Größe a.

Winkel, unter welchem die Radcurven den inneren Umfang des Rades durchschneiden sollen . . . . $\gamma = 60$ bis 90 Grad

Verhältniß zwischen dem äußeren und inneren Halbmesser des Turbinenrades . $\frac{R}{r} = 1 + 0{\cdot}0065 \frac{\gamma}{\sqrt[3]{r}}$

Anzahl der Radcurven . . . . $z_1 = 1{\cdot}2\ z \sin\gamma$

Erster Krümmungshalbmesser der aus zwei Kreisbögen zusammen zu setzenden Radcurven, je nachdem $\gamma = 60$ oder 90° genommen wurde . . . . $\varrho_1 = 0{\cdot}45\ r$ oder $0{\cdot}36\ r$

Zweiter Krümmungshalbmesser der Radcurven . . . . $\varrho_2 = 0{\cdot}59\ r$ oder $0{\cdot}50\ r$

Winkel, unter welchem die Radcurven den äußeren Umfang des Rades schneiden sollen . . . . δ = 10 bis 15 Grad

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitcurvenkanälen ausfließt, wenn g die Beschleunigung der Schwerkraft ist . . . . $v = \sqrt{\left[g\,H \,.\, \frac{\sin\gamma}{\cos\delta \,.\, \sin(\beta+\gamma)}\right]}$

Höhe des Turbinenrades . . . . . $h = \frac{Q}{z\,a\,k\,v}$

Werth des Contractions-Coefficienten k $\left\{\begin{array}{l}\text{für } \alpha = 15^0 \\ \text{für } \alpha = 24^0\end{array}\right\}$ $\left\{\begin{array}{l}0{\cdot}80 \\ 0{\cdot}90\end{array}\right.$

Aeußere Weite der Radkanäle . . . $a_1 = a \cdot \frac{k}{k_1} \cdot \frac{z}{z_1} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{\sin\gamma}{\sin(\beta+\gamma)}$

Werth des Contractionscoefficienten k_1 . . = 0·9

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am inneren Umfange des Rades . . . . $v_1 = 0{\cdot}707 \sqrt{\left[g\,H \frac{\sin(\beta+\gamma)}{\sin\gamma \,.\, \cos\beta}\right]}$

Vortheilhafteste Umdrehungszahl des Rades in einer Minute . . . . . . $n = 9{\cdot}548 \frac{v_1}{r}$.

§. 231. Beschreibung einer Jonval'schen Turbine.

Fig. 168, 1, bis 5 zeigt eine Jonval'sche Turbine. Fig. 168, 1 ist ein Durchschnitt der Turbine nach der Längenrichtung des Zuflußkanales, Fig. 168, 2 eine Seitenansicht derselben, Fig. 168, 3 ein Durchschnitt des Leitcurven- und Turbinenrades, so wie des Lagers für den Zapfen der Turbinenwelle, Fig. 168, 4 die obere Ansicht von einem Viertel des Leitcurven- und des Turbinenrades, und endlich Fig. 168, 5 die Abwickelung des mittleren Schnittes des Leitcurven- und des Turbinenrades. — Diese Turbine unterscheidet sich von der Fourneyron'schen im Wesentlichen dadurch, daß das Leitcurvenrad nicht innerhalb des Turbinenrades, sondern über demselben angebracht ist, und das Wasser durch beide Räder nach verticaler Richtung niederströmt. Der Zuflußkanal mündet in einen Wasserkasten KK (Fig. 168, 1), aus welchem das demselben nach der Richtung des Pfeiles f zufließende Wasser durch das in dem gußeisernen, auf einem Mauerwerke N aus Quadersteinen aufgestellten Rohre bb — dem Turbinenmantel — oben eingesetzte, und an seinem Umfange zum Behufe der Leitung des Wassers mit nach abwärts gekrümmten Leitflächen ss versehene Leitcurvenrad l, in das auf der stehenden Welle $w\,w_1$ befestigte Turbinenrad t tritt, welches an seinem Umfange ebenfalls mit nach abwärts gerichteten und den Leitcurven entgegengesetzt gekrümmten Flächen rr versehen ist, hierauf aber, nachdem es seine Wirkung auf die Radcurven ausgeübt hat, in den Turbinenmantel herabfällt und endlich nach der Richtung des Pfeiles f' im Abzugskanale A abfließt.

Die gußeiserne, durch eine Oeffnung des Leitcurvenrades gehende Welle $w\,w_1$ wird von einem in dem oberen Theile des Turbinenmantels angegossenen und mit einem Lagergehäuse q versehenen Träger oo getragen. Zu diesem

Behufe ist sie an ihrem unteren zapfenartig geformten und durch eine Stopfbüchse v (Fig. 168, 3) gehenden Ende mit einem eingesetzten Stahlzapfen z versehen, welcher mit seiner Basis auf einer am Boden der Lagerbüchse y eingelegten Stahlplatte x lauft. Die Lagerbüchse ruht in dem Lagergehäuse, wird vermittelst vier Stellschrauben p centrirt und in ihrer Lage festgehalten. Das obere Ende der Turbinenachse geht durch das an dem Lagerstuhle c befestigte Halslager d und ist zum Behufe der Uebertragung ihrer rotirenden Bewegung mit einem Getriebe g versehen, welches mit einem Rade h (Fig. 168, 2) im Eingriffe steht, das auf der stehenden Transmissionswelle w′ aufgekeilt ist. Diese ruht vermittelst eines Zapfens in einem an dem Lagerstuhle angegossenen und mit einer Metallbüchse ausgefütterten Fußlager e. Das Schmieren des Zapfens erfolgt mittelst einer in der Turbinenachse ihrer Länge nach hergestellten Durchbohrung, durch welche das Oel dem Zapfen zugeführt wird.

Fig. 168, 1.

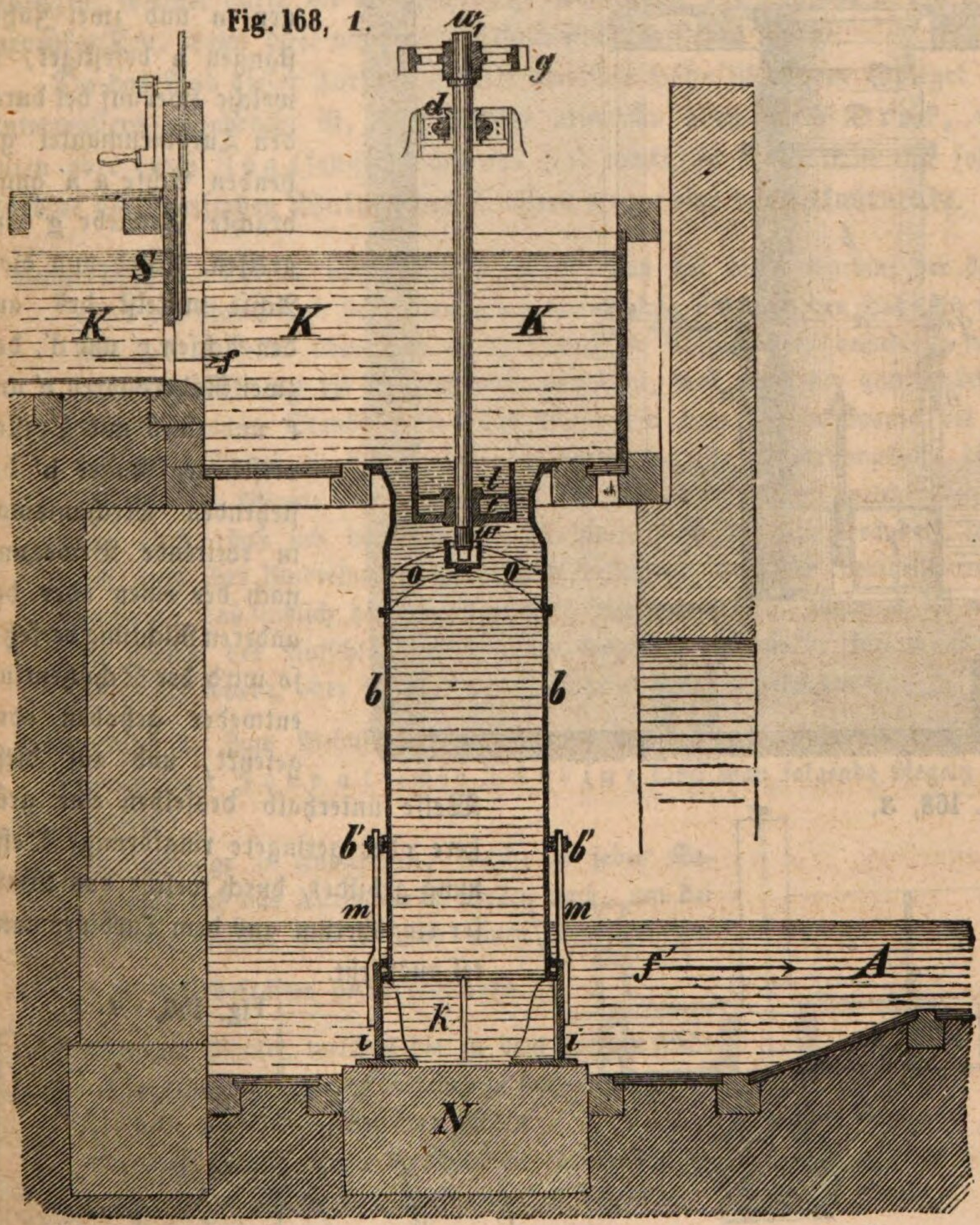
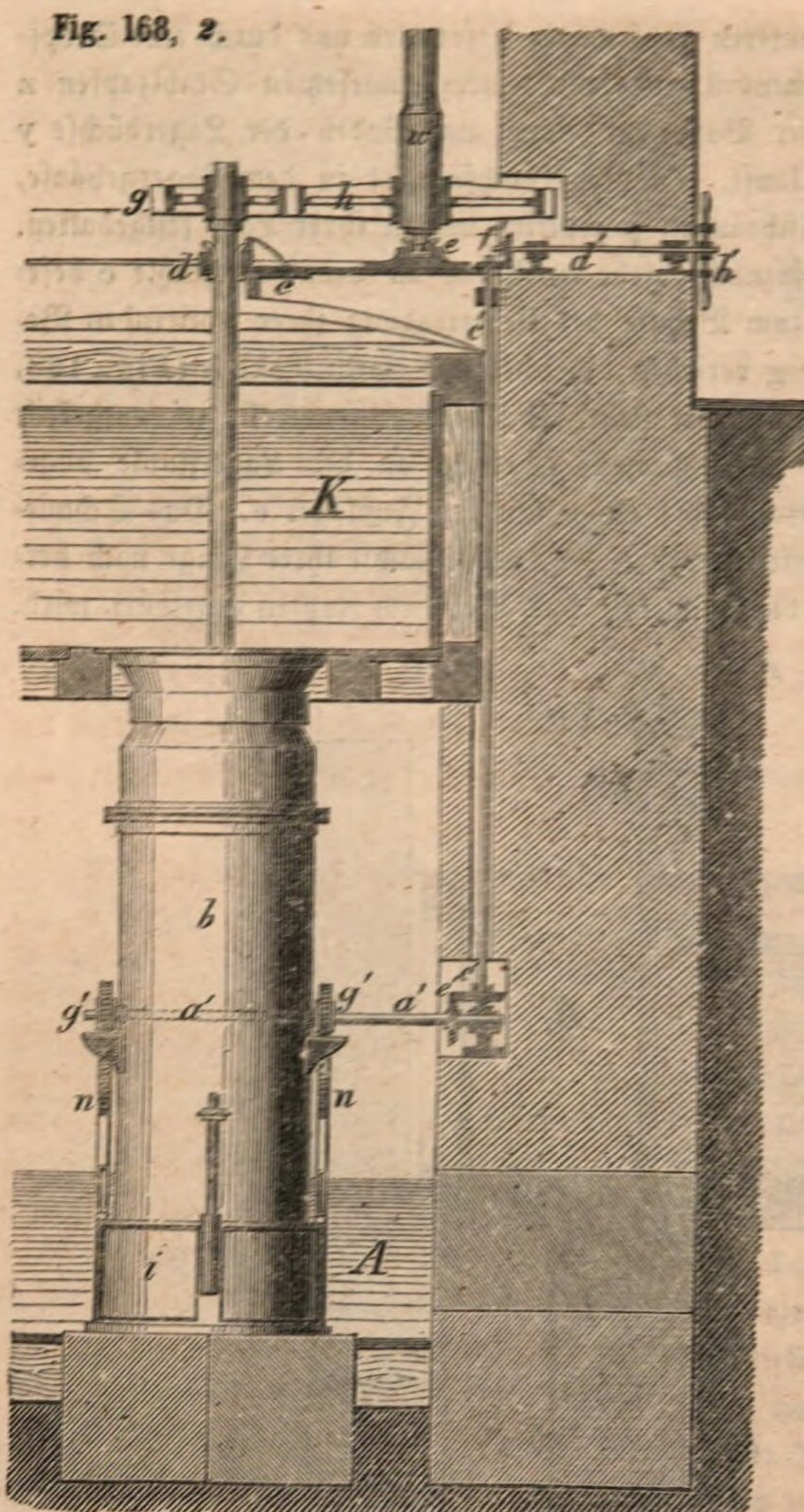


Fig. 168, 2.



Zur Regulirung der auf das Turbinenrad wirkenden Wassermenge ist an dieser Maschine ein hohler Cylinder ii, der *Schützencylinder* oder der *Schützenring* genannt, angebracht. An diesem sind zwei zur Führung desselben bestimmte und aus diesem Grunde durch Leitungsbüchsen b′ gehende Führungsstangen m und zwei Zahnstangen n befestiget, in welche zwei auf der durch den Turbinenmantel gehenden Achse a′ a′ angebrachte Getriebe g′ eingreifen. Wird nun diese Achse mittelst des aus den Achsen c′ und d′, den zwei Räderpaaren e′ und f′ und eines mit Spillen versehenen Rades h′ bestehenden Mechanismus in rotirende Bewegung nach der einen oder der anderen Richtung versetzt, so wird der Schützenring entweder gehoben oder gesenkt, und auf diese Weise unterhalb desselben eine größere oder geringere ringförmige Oeffnung gebildet, durch welche das Wasser ringsherum aus dem Turbinenmantel ausfließt.

Fig. 168, 3.

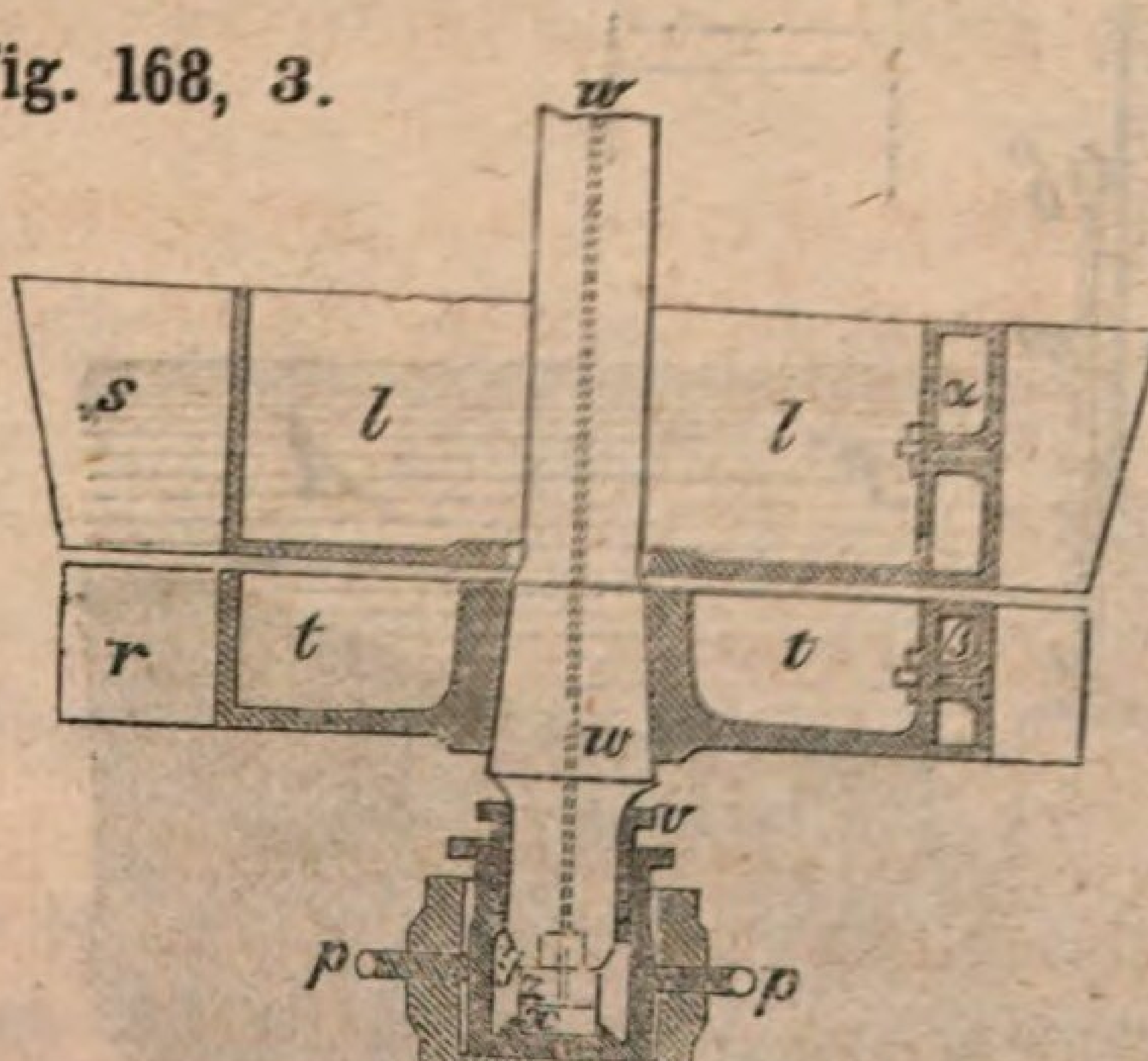


Fig. 168, 4.

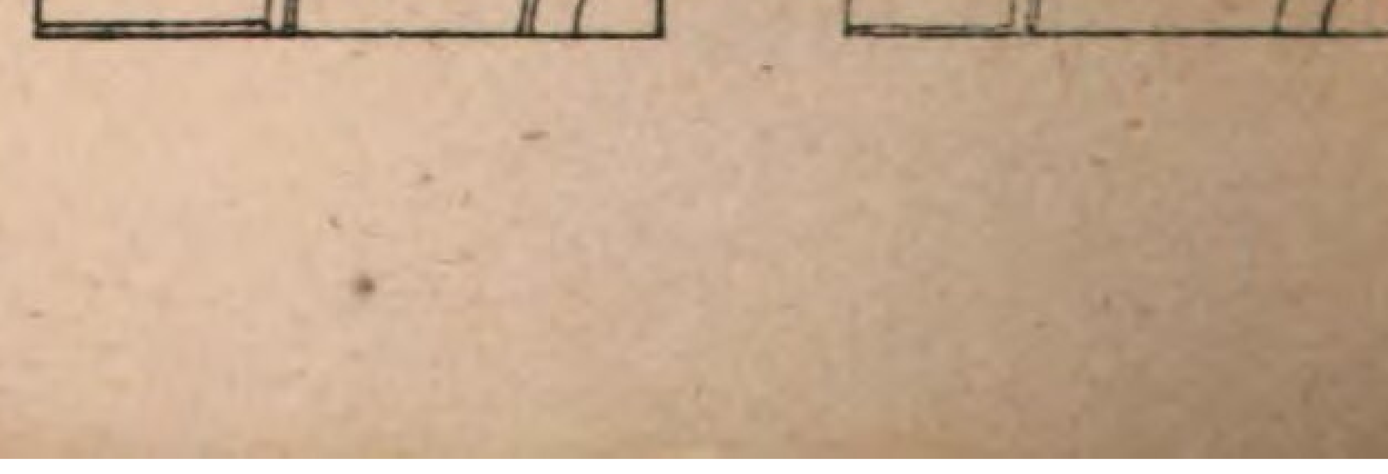
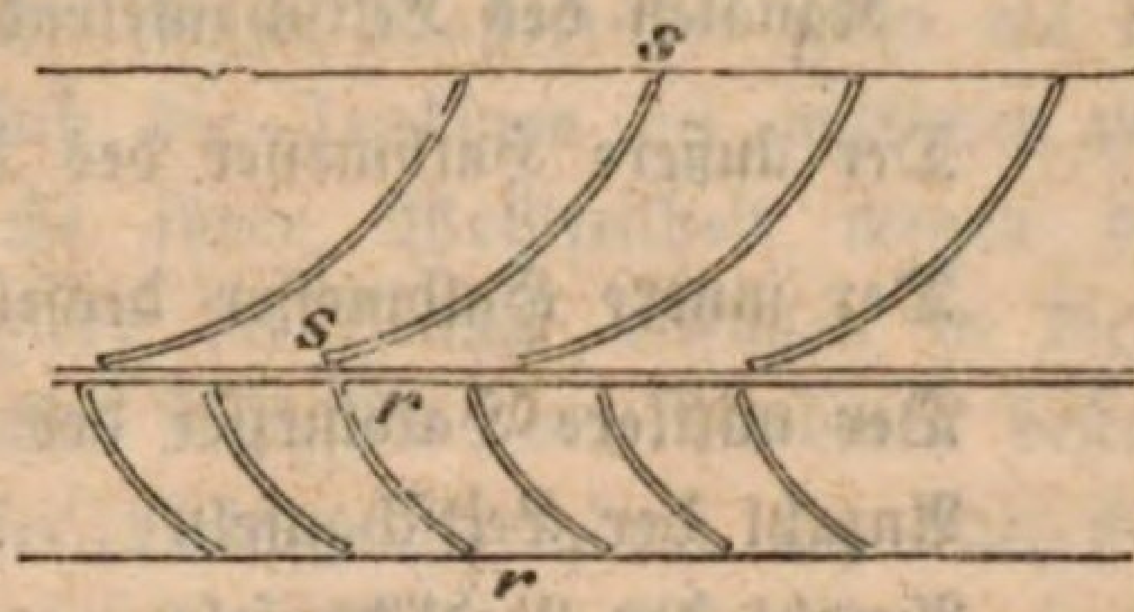


Fig. 168, 5.



Außerdem ist diese Maschine noch mit einem Schützen S (Fig. 168, 1) versehen, welcher vermittelst eines aus einer Kurbel und einer Schraube ohne Ende bestehenden Mechanismus gehoben oder herabgelassen werden kann. Da derselbe zum Einlassen des Wassers zum Wasserkasten dient, so wird er aus diesem Grunde der Einlaßschützen genannt.

Endlich sind α und β (Fig. 168, 3) gußeiserne Verengungsstücke, welche in die Leitcurven und Turbinenkanäle eingeschoben, und daselbst durch Bolzen und Keile an die ringförmigen Wände derselben befestiget werden, wenn die Turbine durch eine geringere Wassermenge, als diejenige ist, für welche sie construirt wurde, betrieben werden soll, um auf diese Weise dem Effectverluste vorzubeugen, welcher durch die unregelmäßige Bewegung des Wassers in den Leitcurvenkanälen, wenn diese nicht ganz gefüllt sind, entstehen würde.

Da das Rad dieser Turbine in einer gewissen Höhe über dem Spiegel des Unterwassers angebracht ist, das Wasser also von oben durch Druck, von unten aber durch Zug (saugend) auf das Rad wirkt, so nennt man eine solche Turbine der zweifachen Wirkung des Wassers wegen eine **doppeltwirkende**.

Anmerkung 1. Theorie und Versuche lehren, daß bei dieser Turbine der Nutzeffect des Rades und seine Bewegung unabhängig sind von der Höhe, in welcher sich dasselbe über dem Wasserspiegel im Abflußkanale befindet, wenn nur diese Höhe 30 bis 31 Fuß nicht übersteigt, weil sonst der atmosphärische Druck nicht im Stande wäre, das Wasser in dem Turbinenmantel bis zur Höhe des Rades zu heben; daß die vortheilhafteste Umdrehungszahl dieser Turbine per Minute nur halb so groß ist, als diejenige, mit welcher dieselbe leer lauft; daß sich der Nutzeffect derselben nicht merklich verändert, wenn sich auch ihre Umdrehungszahl ziemlich bedeutend von der vortheilhaftesten entfernt; daß endlich der Nutzeffect derselben um so mehr abnimmt, je mehr die Menge des Aufschlagwassers unter diejenige herabsinkt, für welche sie construirt wurde, oder je tiefer der Schützencylinder gestellt wird.

Anmerkung 2. Zum Behufe der Bestimmung der hauptsächlichsten Dimensionen einer Jonval'schen Turbine kann man folgende Regeln anwenden:

Wassermenge in Cubikfußen, welche in jeder Secunde auf das Turbinenrad wirken muß, um bei einem Gefälle von H Fuß einen Nutzeffect von N_n Pferdekräften hervorzubringen . . . . . $Q = 10{\cdot}7 \frac{N_n}{H}$

Mittlerer Winkel, welchen die an dem unteren Ende geradlinig geformten Leitcurven mit der unteren Ebene des Leitschaufelrades bilden . . . . . $\alpha = 24$ Grad

Mittlerer Winkel, unter welchem die Radcurven an der oberen Ebene des Turbiuenrades beginnen . $\beta = 66$ Grad

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitschaufelrades austritt . . . . . $v = 0{\cdot}707 \sqrt{2gH}$ Fuß

Der äußere Halbmesser des Turbinenrades . . . $R = 1{\cdot}380 \sqrt{\frac{Q}{v}}$ Fuß

Der innere Halbmesser desselben . . . . $r = \frac{2}{3} R$

Der mittlere Halbmesser des Turbinenrades . . . $R_m = \frac{1}{2}(R+r) = \frac{5}{6} R$

Anzahl der Leitschaufeln . . . . $z = 16$

Anzahl der Radschaufeln . . . . $z_1 = 24$

Untere Weite der Leitschaufelkanäle in der Abwickelung des mittleren Schnittes gemessen . . . . $a = 0{\cdot}1372\ R_m$

Untere Weite der Radkanäle in der Abwickelung des mittleren Schnittes gemessen . . . . $a_1 = 0{\cdot}0811\ R_m$

Höhe des Leitschaufelrades . . . . $h = \frac{4}{7} R_m$

Höhe des Turbinenrades . . . . $h_1 = \frac{3}{7} R_m$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom mittleren Halbmesser R_m . $v_1 = 0{\cdot}6 \sqrt{2gH}$ Fuß

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades in einer Minute . . . . $n = 9{\cdot}548 . \frac{v_1}{R_m}$

§. 232. **Bestimmung des Nutzeffectes der Turbinen.** Zahlreiche Versuche, welche mit Fourneyron'schen und Jonval'schen Turbinen vorgenommen wurden, haben gezeigt, daß sie bei einer guten Construction, völlig geöffnetem Schützencylinder, ferner bei einem auf ruhige und constante Weise Statt findenden Wasserzufluße zur Turbine, und bei vollem Ausfluße des Wassers aus den Radcurvenkanälen einen Nutzeffect von 70 bis 80 Procent des absoluten Effectes der Wasserkraft zu leisten vermögen. Ist also Q die Menge des Aufschlagwassers per Secunde in Cubikfußen, und H das disponible Gefälle in Fußen, so ist der Gleichung 5' des §. 81 zu Folge der in Pferdekräften ausgedrückte absolute Effect der Wasserkraft $N_a = \frac{56{\cdot}5}{430} Q H$, und der Nutzeffect dieser Turbine

$$N_n = k \frac{56{\cdot}5}{430} Q H,$$

wobei k dem eben Gesagten gemäß $= 0{\cdot}70$ bis $0{\cdot}80$ zu setzen ist.

Anmerkung. Die Turbinen können bei allen Gefällen von 1 bis 500 Fuß, die (verticalen) Wasserräder aber nur bis zu einem Gefälle von 46 bis 50 Fuß noch mit Vortheil angewendet werden, weil der Nutzeffect der letzteren mit der Vergrößerung des Halbmessers nur höchst unbedeutend zunimmt, wenn dieser eine durch die vorhin angegebene Gefällsgrenze bedingte Größe übersteigt, wogegen die Kosten der Wasserräder in einem solchen Falle namhaft und zwar ungefähr proportional mit ihrem Halbmesser wachsen. Bei Gefällen bis ungefähr 10 Fuß geben die Turbinen in jedem Falle einen größeren Nutzeffect, als die Wasserräder, welche statt ihnen gebaut werden könnten; bei mittleren Gefällen von 10 bis 20 Fuß ist die Nutzleistung der

Turbinen und der Wasserräder ungefähr gleich groß; bei hohen Gefällen von 20 bis 40 Fuß aber leisten die oberschlächtigen Wasserräder mehr als die Turbinen. In öconomischer Beziehung sind die Turbinen bei mittleren und hohen Gefällen und großem Wasserzufluße ihrer Wohlfeilheit wegen den Wasserrädern vorzuziehen, während letztere bei kleinen Gefällen in dieser Hinsicht vortheilhafter sind. Ein wesentlicher Nachtheil der Turbinen besteht aber darin, daß sie nur reines Wasser vertragen, indem ihr Nutzeffect durch zugeführten Sand, Schlamm, Baumzweige, Blätter, Eisstücke u. s. w. sehr vermindert werden kann, während dieses bei Wasserrädern nicht der Fall ist. — Ist der Widerstand, welchen die zu betreibenden Arbeitsmaschinen darbieten, ziemlich constant, so sind Turbinen den Wasserrädern vorzuziehen, weil erstere einen höheren Grad der Gleichförmigkeit der Bewegung, als die Wasserräder gewähren; wenn aber der Widerstand sehr veränderlich ist, wie z. B. bei Walzwerken, Hammerwerken u. s. w., so ist die Anwendung von Wasserrädern vortheilhafter, weil diese in Folge ihrer größeren Masse und der dadurch bedingten größeren lebendigen Kraft die Bewegung der Arbeitsmaschinen besser reguliren, u. s. w.

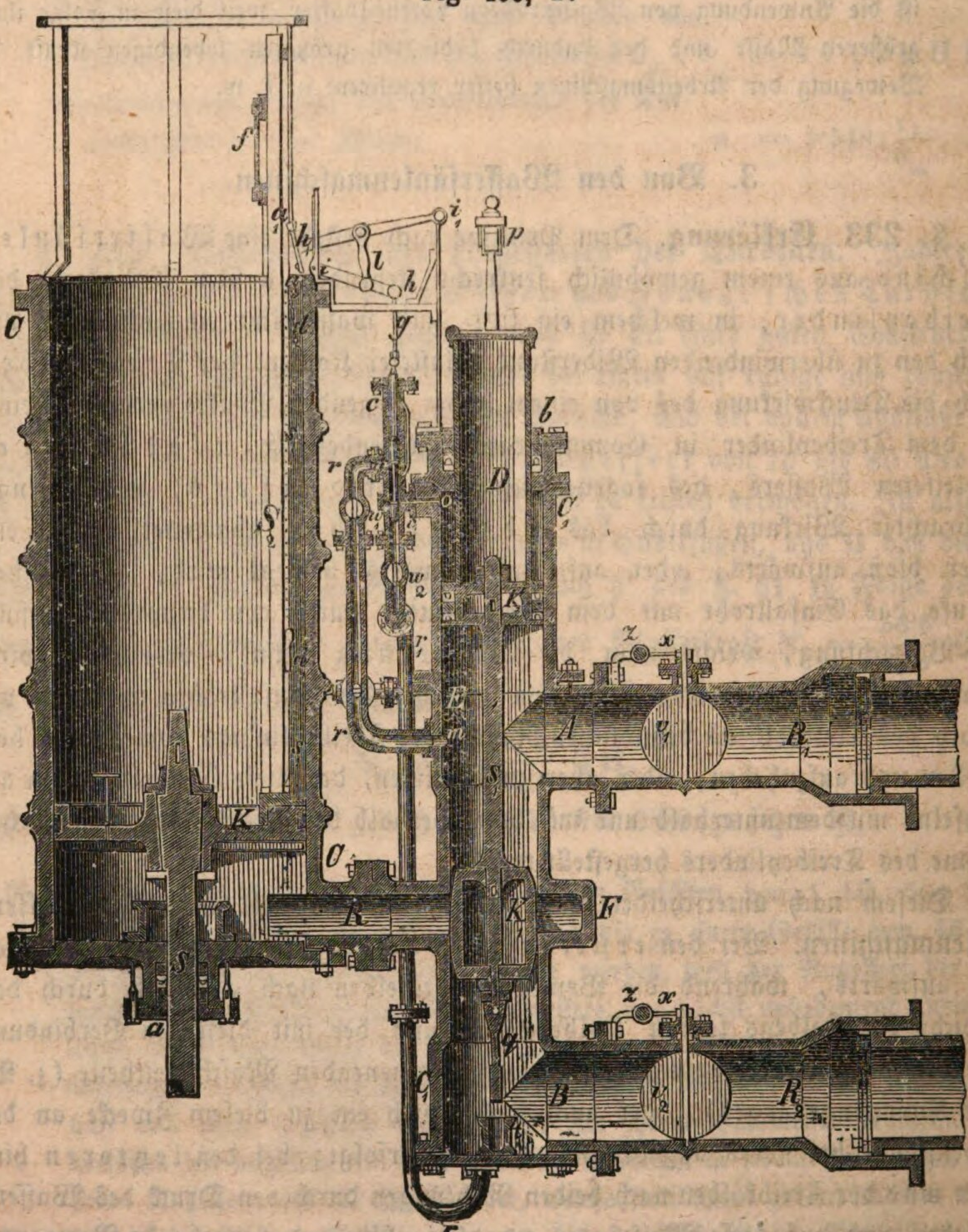
3. Von den Wassersäulenmaschinen.

§. 233. Erklärung. Dem Prinzipe nach besteht eine Wassersäulenmaschine aus einem gewöhnlich senkrecht stehenden hohlen Cylinder, dem Treibcylinder, in welchem ein luft- und wasserdicht eingeschobener und durch den zu überwindenden Widerstand belasteter Kolben, der Treibkolben, durch die Druckwirkung des von einem höher liegenden Punkte vermittelst eines mit dem Treibcylinder in Communication stehenden Einfallrohres zugeleiteten Wassers, des sogenannten Kraftwassers, welches nach vollbrachter Wirkung durch das Abflußrohr, abgeleitet wird, entweder bloß aufwärts, oder auf- und abwärts bewegt wird, zu welchem Behufe das Einfallrohr mit dem Treibcylinder durch eine dazwischen befindliche Vorrichtung, welche man die Steuerung nennt, verbunden wird, deren Zweck es ist, die Communication zwischen der Einfallröhre und dem unterhalb des Treibkolbens befindlichen Raume des Treibcylinders abwechselnd herzustellen und aufzuheben, oder aber zu bewirken, daß diese Communication abwechselnd mit dem unterhalb und mit dem oberhalb des Treibkolbens befindlichen Raume des Treibcylinders hergestellt werde.

Diesem nach unterscheidet man **einfach** und **doppelt wirkende Wassersäulenmaschinen.** Bei den ersteren treibt das Wasser den Treibkolben bloß nach aufwärts, während die Bewegung desselben nach abwärts durch das Gewicht des Kolbens sammt Kolbenstange und der mit diesen in Verbindung stehenden, zur Uebertragung der Bewegung dienenden Maschinentheile (z. B. eines Pumpengestänges), oder auch noch durch ein zu diesem Zwecke an der Kolbenstange besonders angebrachtes Gewicht erfolgt; bei den letzteren hingegen wird der Treibkolben nach beiden Richtungen durch den Druck des Wassers getrieben und auf diese Weise eine geradlinig hin- und hergehende Bewegung hervorgebracht.

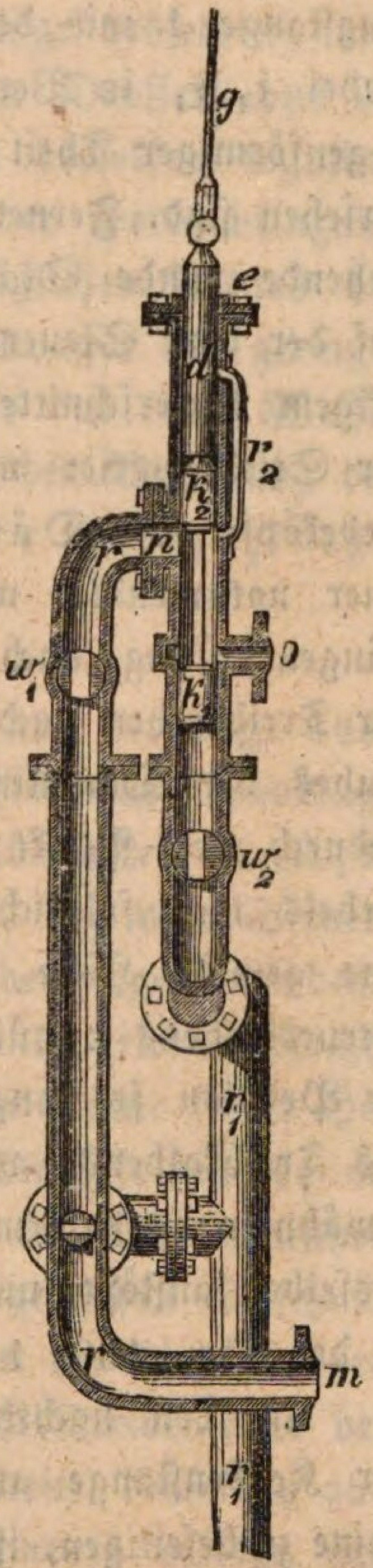
§. 234. Beschreibung einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine. Fig. 169, 1 und 2 stellt eine einfach wirkende Wassersäulenmaschine vor. **C C** ist der oben offene Treibcylinder, **K** der Treibkolben, **S** die durch die Stopfbüchse **a** gehende Kolbenstange. Der unterhalb des Kolbens befindliche Raum des Treibcylinders steht durch ein Rohr **R** mit einem hohlen Cylinder C_1 C_1 von kleinerem Durchmesser, dem Steuercylinder, in Verbindung, in welchen bei **A** das Einfallrohr R_1, bei **B** aber das Abflußrohr R_2 einmündet. K_1 ist ein in dem Steuercylinder befindlicher Steuerkolben, welcher durch eine Stange S_1 mit einem zweiten Kolben K_2 von etwas größerem Durchmesser, dem sogenannten Gegenkolben, auf dem wieder der hohle, bei **b** durch eine Stopfbüchse gehende Cylinder **D** aufgeschraubt ist, in Verbindung steht, so daß beide Kolben durch die Druckwirkung des Kraftwassers

Fig. 169, *1.*



in Folge des auf den Kolben K_2 Statt findenden Ueberdruckes hinaufgetrieben werden können. Damit aber dieses Kolbensystem am Ende seiner nach aufwärts gerichteten Bewegung keinen nachtheiligen Stoß erzeuge, befindet sich oberhalb des Steuercylinders an einer eisernen Querstange eine hohle Büchse p von Blech angebracht, in welche ein cylindrischer, unten mit Pantoffelholz ausgefütterter Theil hineinpaßt und sich in ihr verschieben läßt, so daß, wenn der hohle Cylinder D mit seiner oberen Grundfläche am Ende des Aufganges des Kolbensystemes gegen diesen Theil anstößt, in Folge der Elasticität dieser Vorrichtung die Bewegung nur allmälig und ohne Stoß vernichtet wird. Um den Niedergang dieses Kolbensystemes zu bewirken, ist an dem Steuercylinder eine Röhre r r von kleinerem Durchmesser angebracht, welche mit diesem bei m, bei n aber mit dem kleinen Cylinder c c, und dieser wieder durch einen Kanal o mit dem oberen Theile des Steuerungscylinders communicirt, und dazu bestimmt ist, einen Theil des Kraftwassers, das sogenannte **Steuerwasser** aus dem innerhalb der beiden Kolben K_1 und K_2 befindlichen Raume E in den oberhalb des letzteren liegenden zu leiten, dessen ringförmige Querschnittsfläche größer, als die Differenz der Querschnittsflächen der beiden Kolben K_2 und K_1 ist, so daß in Folge des durch diese Anordnung erzielten Ueberdruckes, welcher unterstützt durch das Gewicht dieses Kolbensystemes die Reibung desselben an den Wänden des Steuercylinders zu überwinden im Stande sein muß, der Niedergang des Steuerkolbensystemes erfolgt. Nachdem das Steuerwasser diese Wirkung vollbracht hat, gelangt es aus dem oberhalb des Kolbens K_2 befindlichen ringförmigen Raume durch den Kanal o, den Cylinder c c und durch die daran befindliche Röhre r_1 r_1 in den unterhalb des Kolbens K_1 liegenden Raum des Steuercylinders und fließt von da durch das Abflußrohr R_2 ab. Um aber zu bewirken, daß die nach abwärts gerichtete Bewegung des Steuerkolbensystemes ohne Stoß aufhöre, ist an der unten beim Steuerkolben K_1 heraustretenden Verlängerung der Verbindungsstange S_1 ein länglicher Ansatz q befestiget, dessen unterster stärker gehaltene Theil am Schluße des Niederganges in das cylindrische Gefäß t eintritt und das darin befindliche Wasser zum Theile verdrängt, so daß die Bewegung dieses Kolbensystemes beim Niedergange durch den Widerstand, welchen das Wasser dem Verdrängen entgegensetzt, nur allmälig und ohne Stoß aufgehoben wird.

Fig. 169, 2.



Damit das Steuerwasser abwechselnd in den früher erwähnten ringförmigen, den Cylinder D umhüllenden Raum zugelassen und von demselben abgesperrt werden kann, ist an dieser Maschine eine **Hülfssteuerung** an-

gebracht, welche der im obigen beschriebenen Hauptsteuerung vollkommen ähnlich ist, also wie diese aus dem eigentlichen Steuerkolben k_1, aus dem Gegenkolben k_2, und dem durch die Stopfbüchse e gehenden cylindrischen Kolben d besteht, welcher letztere einen etwas kleineren Durchmesser hat, als der Durchmesser der Höhlung des Cylinders c c ist, so daß dadurch oberhalb des Gegenkolbens k_2 eben so wie bei der Hauptsteuerung ein sehr schmaler ringförmiger Raum gebildet wird, in welchen das Wasser aus dem Raume E des Steuercylinders $C_1 C_1$ durch das Röhrchen r r gelangen kann. Zum Behufe der Steuerung dieses letzt beschriebenen Kolbensystemes $k_1 k_2 d$ ist dasselbe vermittelst einer Stange g in dem Punkte h eines einarmigen, um den Punkt i drehbaren Hebels i h eingehängt, welcher wieder durch eine Zugstange l mit dem ebenfalls einarmigen, um den Punkt i_1 drehbaren Hebel $i_1 h_1$ in Verbindung steht. An dem freien Ende h_1 desselben ist ein bogenförmiger Theil angebracht, dessen Enden mit den Ansätzen a_1 und a_2 versehen sind. Ferner ist auf dem Treibkolben K eine bei f in einer Führung gehende runde Stange S_2 in senkrechter Stellung befestiget und an dieser auf der dem Steuercylinder zugekehrten Seite eine Stange $s_1 s_1$ von rechteckigem Querschnitte angebracht, in welcher zum Behufe des Durchsteckens der Stiele zweier mit den Ansätzen a_1 und a_2 in derselben Ebene liegenden Hebeköpfe oder Däumlinge d_1 und d_2, und zur Verstellung derselben bei einer nothwendig werdenden Veränderung des Hubes der Maschine ihrer Längenrichtung nach eine Reihe von Löchern eingebohrt ist. Wenn sich nun der Treibkolben nach aufwärts bewegt, so wird nahe gegen das Ende seines Hubes der Däumling d_1 den correspondirenden Ansatz a_1 ergreifen, und dadurch den Punkt h_1 des Hebels $i_1 h_1$, so wie auch den Punkt h des Hebels i h, folglich auch das Kolbensystem $k_1 k_2 d$ der Hülfssteuerung auf eine gewisse Höhe, und zwar so hoch heben, daß die untere Fläche des Steuerkolbens k_1 über den Kanal o zu stehen kommt, worauf dieses in dieser Position so lange verbleibt, bis der Däumling d_2 bei dem Niedergange des Treibkolbens, während dessen der Däumling d_1 zunächst an dem oben erwähnten bogenförmigen Theile vorbeigeht, an den correspondirenden Ansatz a_2 desselben anstößt, und dieses Kolbensystem in die Lage herabbewegt, welche in der Fig. 169, 1 dargestellt ist.

Um den nachtheiligen Einfluß des bedeutenden Gewichtes von dem an der Kolbenstange angehängten Pumpengestänge auf den Gang dieser Maschine zu beseitigen, ist bei derselben der sogenannte hydraulische Balancier zur Anwendung gebracht worden, welcher aus einer Wassersäule besteht, die mit dem Gewichte des Gestänges beinahe im Gleichgewichte steht, und durch ihren Druck auf die untere Fläche des Treibkolbens bewirkt, daß dieser sammt dem Gestänge mit einer gemäßigten Geschwindigkeit herabgeht. Diese zur Balancirung nöthige Wassersäule hat man dadurch erhalten, daß man die Maschine in einer der erforderlichen Höhe dieser Wassersäule gleichen Tiefe unter der Sohle des Abflußkanales aufstellte, das Abflußrohr R_2 nach

oben leitete, und es in den Abzugskanal ausmünden ließ, so daß der Treibkolben bei seinem Niedergange das todte Wasser, d. i. dasjenige Wasser, welches seine Wirkung auf denselben bereits vollbracht hat, auf diese Höhe erst heben muß, bevor es in dem Abzugskanale abfließen kann.

Zur Regulirung der Geschwindigkeit der Bewegung des Treibkolbens dienen die zwei in den Röhren R_1 und R_2 angebrachten Drosselklappen v_1 und v_2, von denen jede durch einen außerhalb der Röhrenwandung angebrachten Mechanismus, und zwar durch eine Schraube ohne Ende **x z**, um ihre verticale Achse gedreht, und auf diese Weise die entsprechende Röhre mehr oder weniger geschlossen werden kann. Durch das Stellen der in der Einfallröhre befindlichen Drosselklappe v_1, der sogenannten Tagepipe, wird die Geschwindigkeit des Treibkolbens **K** beim Aufgange desselben, und durch das Stellen der in dem Abflußrohre angebrachten Drosselklappe v_2 die Geschwindigkeit des Treibkolbens beim Niedergange desselben regulirt, indem die Wirkung dieser Regulirungs-Vorrichtung in der Hervorbringung eines durch die verkleinerte Durchgangsöffnung des bezüglichen Rohres bedingten Widerstandes besteht, in Folge dessen das Kraftwasser mit geringerer Geschwindigkeit der Maschine zuzufließen, und eben so das todte Wasser langsamer abzufließen genöthiget wird. Zur Regulirung der Bewegung der Steuerungs-Vorrichtung aber dienen die an den Röhren **r r** und r_1 r_1 angebrachten Hähne.

§. 235. **Spiel dieser Maschine.** Nimmt man die aus der **Fig.** 169, 1 ersichtliche Stellung der einzelnen Theile dieser Maschine zur Grundlage der Erklärung ihres Spieles, so muß man sich das Kolbensystem K_1 K_2 **D** in Folge des auf die ringförmige Fläche des Gegenkolbens K_2 vom Steuerwasser hervorgebrachten Ueberdruckes im Zustande des Niederganges befindend vorstellen. Das durch das Einfallrohr R_1 in den Raum **E** geleitete Kraftwasser beginne bereits von unten auf den Treibkolben im Sinne seiner Hebung zu wirken, zu welchem Behufe der cylindrische Steuerkolben K_1 an seinen beiden Enden etwas conisch geformt und außerdem an diesen conischen Theilen mit je acht gegen die Umfangsfläche schief herabgehenden Einschnitten **y** versehen ist, durch die das Kraftwasser in Folge der ringförmigen Erweiterung **F** des Steuercylinders in den unterhalb des Treibkolbens befindlichen Raum des Treibcylinders eintritt. Dieser Uebertritt desselben aus dem Raume **E** in den eben genannten Raum des Treibcylinders erfolgt nur nach und nach, und zwar nach Maßgabe des immer mehr und mehr Statt findenden Niederganges des Steuerkolbensystemes, so daß das Kraftwasser nur allmälig, also ohne nachtheiligen Stößen und Erschütterungen zur vollen Wirkung auf den Treibkolben gelangt, und denselben mit allmälig beschleunigter Bewegung nach aufwärts bewegt, wobei der Däumling d_1 nahe am Ende des Aufganges an den Ansatz a_1 des bogenförmigen Stückes des Hebels i_1 h_1 anstößt, und auf die im vorigen Paragraphe erklärte Weise

die Umsteuerung, d. i. die Hebung des Kolbensystemes der Hülfssteuerung bewirkt. Weil aber dadurch die Communication zwischen dem über dem Gegenkolben K_2 befindlichen ringförmigen Raume und dem Cylinder c c unterbrochen, dagegen die zwischen diesem und der Röhre $r_1 r_1$ hergestellt wird, so kann das Steuerwasser aus dem ringförmigen Raume in das Abflußrohr frei abfließen, wodurch der im Sinne des Niederganges des Steuerkolbensystemes $K_1 K_2 D$ wirkende Ueberdruck aufgehoben wird. Es wird nun dieses Kolbensystem in Folge des jetzt auf die untere Fläche des Gegenkolbens K_2 Statt findenden Ueberdruckes zu steigen beginnen, dabei der Kolben K_1 die Ausmündung des Rohres R in den Steuercylinder $C_1 C_1$ nach und nach absperren und auf diese Weise die Wirkung des Kraftwassers auf den Treibkolben allmälig aufheben. Hat dieser mit verzögerter Bewegung seine höchste Positon erreicht, in welchem Augenblicke der Steuerkolben eine solche Stellung in dem Steuercylinder einnimmt, daß die gegen die äußere Umfangsfläche desselben gerichteten Enden der unteren Kolbeneinschnitte mit der unteren kreisförmigen Kante der Erweiterung F zusammenfallen, so beginnt von diesem Momente an der unterhalb des Treibkolbens befindliche Raum allmälig mit dem Abflußrohre R_2 in Communication zu treten, welche dann vollständig Statt finden wird, wenn die untere Fläche des Steuerkolbens mit der Ebene der oberen Kante der vorerwähnten Erweiterung des Steuercylinders zusammenfällt; es wird demnach auch das unter dem Treibkolben befindliche todte Wasser allmälig in das Abflußrohr abfließen, und endlich der Abfluß bei vollständig hergestellter Communication vollkommen frei Statt finden. In Folge des Abflußes wird aber der Steuerkolben durch sein eigenes Gewicht, so wie durch das Gewicht seiner Kolbenstange S und des an dieser angehängten Pumpengestänges herabbewegt, stößt gegen das Ende seines Niederganges mit dem Däumling d_2 an den Ansatz a_2 des mehrmals erwähnten bogenförmigen Hebelendes und verschiebt auf die in dem vorhergehenden Paragraphe erklärte Weise das Kolbensystem $k_1 k_2 d$ der Hülfssteuerung nach abwärts in die aus der Figur ersichtliche Lage. Da nun dadurch die Communication zwischen dem Raume E des Steuercylinders und dem oberhalb des Gegenkolbens K_2 befindlichen wieder hergestellt wird, und in Folge dessen das Kraftwasser neuerdings auf die ringförmige Fläche dieses Kolbens wirkt, so wird das Kolbensystem $K_1 K_2 D$ wieder nach abwärts bewegt, und nimmt in dem Augenblicke, in welchem der Treibkolben seine tiefste Position erreicht hat, die aus der Figur ersichtliche Stellung ein. Von diesem Momente muß dieses eben beschriebene Spiel der Maschine neuerdings beginnen.

§. 236. Bestimmung des Nutzeffectes der Wassersäulenmaschinen. Die Versuche, welche über die Leistungen der Wassersäulenmaschinen angestellt wurden, haben gezeigt, daß in Folge der bei denselben Statt findenden Nebenhindernisse, als: der Kolbenreibung, der Reibung des Wassers in der

Einfall- und Ausflußröhre, des Widerstandes, welcher durch die Verschiedenheit der Querschnitte der Röhren und Kanäle einer solchen Maschine hervorgebracht wird, des durch die Richtungsänderung bei der Bewegung des Wassers eintretenden Widerstandes u. s. w. der Nutzeffect derselben bei völlig geöffneter Tagepipe zu 75 bis 85 Procent des absoluten Effectes der zu ihrem Betriebe verwendeten Wasserkraft veranschlagt werden kann. Bezeichnet daher Q die Menge des in jeder Secunde nöthigen Aufschlagwassers in Cubikfußen, H das Gefälle der Wasserkraft in Fußen vom Wasserspiegel im Einfallkasten bis zum Wasserspiegel des Ausgußkastens gemessen, N_n den Nutzeffect der Maschine in Pferdekräften, und k den Coefficienten, welcher das Verhältniß des Nutzeffectes derselben zu dem absoluten Effecte der zu ihrem Betriebe verwendeten Wasserkraft angibt, so findet man den Nutzeffect einer Wassersäulenmaschine durch die Formel

$$N_n = k \frac{56{\cdot}5}{430} Q H,$$

wobei k dem Obigen gemäß = 0·75 bis 0·85 zu nehmen ist.

Anmerkung. Die Wassersäulenmaschinen werden vorzugsweise bei hohen Gefällen von wenigstens 50 Fuß und bei kleinen oder mittleren Betriebswassermengen angewendet. Man bedient sich ihrer fast ausschließlich nur zum Betriebe der zur Bewältigung der Grubenwässer in den Bergwerken, oder zur Hebung der Salzsole aus den Solenschächten in Salzsudwerken u. s. w. bestimmten Pumpen, wobei die geradlinig auf- und abgehende Bewegung der Maschine durch ein Gestänge auf die Pumpen übertragen wird.

§. 237. Beispiele. 1. Es soll der Nutzeffect eines gut construirten unterschlächtigen Wasserrades bestimmt werden, welches durch eine Wasserkraft von 16 Cubikfuß per Secunde und einem Gefälle von 3·5 Fuß betrieben wird? — Da dem §. 227 zu Folge das Verhältniß zwischen dem Nutzeffecte eines gut construirten unterschlächtigen Wasserrades und dem absoluten Effecte der zum Betriebe desselben dienenden Wasserkraft = 0·30 bis 0·35 ist, so wird, wenn man dieses Verhältniß im Mittel zu 0·32 annimmt, der Nutzeffect des benannten Wasserrades ungefähr

$$N_n = \frac{56{\cdot}5}{430} \,.\, 0{\cdot}32 \,.\, 16 \,.\, 3{\cdot}5 = 2{\cdot}354 \text{ Pfk}$$

betragen.

2. Welche Wassermenge muß einem für ein Gefälle von 6·4 Fuß zu erbauenden Wasserrade mit Ueberfalleinlauf in jeder Secunde zugeführt werden, damit dasselbe einen Nutzeffect von 8 Pferdekräften zu leisten vermag? — Nimmt man die Leistungsfähigkeit eines solchen Rades, dem §. 227 gemäß, im Mittel zu 0·63 des absoluten Effectes der Wasserkraft an, so muß, wenn Q die gesuchte Wassermenge in Cubikfußen bezeichnet, die Gleichung

$$8 = \frac{56{\cdot}5}{430} \,.\, 0{\cdot}63 \,.\, Q \,.\, 6{\cdot}4$$

bestehen, woraus sich sofort

$$Q = \frac{8 \,.\, 430}{56{\cdot}5 \,.\, 0{\cdot}63 \,.\, 6{\cdot}4} = 15{\cdot}1 \text{ Cubikfuß}$$

ergibt.

3. Welches Verhältniß besteht zwischen dem Nutzeffecte eines oberschlächtigen Wasserrades und dem absoluten Effecte der dasselbe betreibenden Wasserkraft von 12 Cubikfuß per Secunde und einem Gefälle von 28 Fuß, wenn der Nutzeffect desselben im Wege der Messung vermittelst eines dynamometrischen Apparates (z. B. einer Prony'schen Bremse) zu 32 Pferdekraft ermittelt wurde? — Bezeichnet k das gesuchte Verhältniß, so muß dem §. 227 zu Folge die Gleichung

$$32 = \frac{56\cdot5}{430} . k . 12 . 28$$

Statt finden, aus welcher

$$k = \frac{32 . 430}{56\cdot5 . 12 . 28} = 0\cdot724$$

folgt. Es beträgt sonach die Nutzleistung dieses Wasserrades 72·4 Procent des absoluten Effectes der benützten Wasserkraft.

4. Wie viel Umdrehungen wird ein rückenschlächtiges Zellenrad mit Coulisseneinlauf von 15 Fuß Halbmesser in der Minute machen, wenn dasselbe eine Umfangsgeschwindigkeit von 4·7 Fuß erhalten soll? — Da der Umfang dieses Rades $= 2 . 3\cdot142 . 15 = 94\cdot26$ Fuß betragen, und, wenn n die fragliche Umdrehungszahl bezeichnet, ein Punkt seines Umfanges in der Minute einen Weg von $94\cdot26 . n$ Fuß zurücklegen wird, so muß $\frac{94\cdot26 . n}{60} = 4\cdot7$ sein, woraus sich sofort

$$n = \frac{60 . 4\cdot7}{94\cdot26} = 2\cdot992$$

ergibt.

5. Wie groß ist der von den Zähnen eines an einem Schaufelrade mit Coulisseneinlauf von 9·5 Fuß Halbmesser angebrachten Zahnkranzes von 8 Fuß Halbmesser auf die Zähne des mit diesem im Eingriffe stehenden Getriebes ausgeübte Druck, wenn das Wasserrad 25 Pferdekräfte mit 5 Umdrehungen in der Minute überträgt? — Da das Wasserrad 5 Umdrehungen in der Minute macht, so ist seine Umfangsgeschwindigkeit $= \frac{2 . 3\cdot142 . 9\cdot5 . 5}{60} = 4\cdot975$ Fuß. Bezeichnet nun P die am Umfange desselben wirkende Kraft, so gibt 4·975 P den Effect derselben, und es muß $4\cdot975\, P = 430 . 25$ sein, woraus $P = \frac{430 . 25}{4\cdot975} = 2160\cdot8$ Pfd folgt. Ist ferner P_1 der auf den Umfang des Zahnkranztheilrisses reduzirte Druck, so muß für den Zustand des Gleichgewichtes die Gleichung

$$P_1 . 8 = 2160\cdot8 . 9\cdot5$$

bestehen, aus welcher sich sofort der gesuchte Druck, (welchem die Zähne des Zahnkranzes, und jene des Getriebes widerstehen sollen)

$$P_1 = \frac{2160\cdot8 . 9\cdot5}{8} = 2565\cdot95 \text{ Pfd}$$

ergibt.

6. Welcher Nutzeffect wird von einer Fourneyron'schen Turbine zu erwarten sein, welche durch eine Wasserkraft von 20 Cubikfuß per Secunde bei einem Gefälle von 40 Fuß betrieben werden soll? — Nimmt man das Verhältniß des Nutzeffectes dieser Turbine zu dem absoluten Effecte der Wasserkraft dem §. 232 zu Folge im Mittel zu 0·75 an, so findet man den gesuchten Nutzeffect

$$N_n = \frac{56\cdot5}{430} . 0\cdot75 . 20 . 40 = 78\cdot837 \text{ Pfk.}$$

7. Bei einer Jonval'schen Turbine, welche durch eine Wasserkraft von 35 Cubikfuß in der Secunde und 20 Fuß Gefälle betrieben wird, hat sich im Wege der Messung vermittelst der Prony'schen Bremse ein Nutzeffect von 70 Pferdekraft ergeben. In welchem Verhältnisse steht dieser gefundene Nutzeffect zu dem absoluten Effecte der zum Betriebe der genannten Turbine verwendeten Wasserkraft? — Bezeichnet k die fragliche Verhältnißzahl, so ist, weil der absolute Effect der Wasserkraft $= \frac{56\cdot5}{430} . 35 . 20 = 91\cdot977$ Pfk beträgt,

$$k = \frac{70}{91\cdot977} = 0\cdot761.$$

Es beträgt sonach der Nutzeffect dieser Turbine 76·1 Procent des absoluten Effectes der zu ihrem Betriebe verwendeten Wasserkraft.

8. Vermittelst eines durch eine einfach wirkende Wassersäulenmaschine betriebenen Pumpwerkes wird eine Wassermenge von 1·5 Cubikfuß auf die Höhe von 350 Fuß gehoben. Welches ist der Nutzeffect der ganzen aus der Wassersäulenmaschine und dem Pumpwerke bestehenden Maschine, wenn erstere bei vollständig geöffneter Tagepipe eine Wassermenge von 4 Cubikfuß bei einem wirksamen Gefälle von 200 Fuß consumirt? Welches Verhältniß findet zwischen diesem Nutzeffecte und dem absoluten Effecte der eben angegebenen und zum Betriebe der Wassersäulenmaschine verwendeten Wasserkraft Statt? Wie groß ist endlich der Nutzeffect der Wassersäulenmaschine für sich allein? — Da die Leistung der ganzen Maschine darin besteht, daß sie 1·5 Cubikfuß per Secunde 350 Fuß hoch hebt, so ist der dieser entsprechende, in Pferdekräften ausgedrückte Nutzeffect

$$N_n = \frac{56\cdot5}{430} . 1\cdot5 . 350 = 68\cdot982 \text{ Pfk},$$

und es wird, weil der absolute Effect der Betriebskraft $= \frac{56\cdot5}{430} . 4 . 200 = 105\cdot116$ Pfk ist, die gesuchte Verhältnißzahl

$$k = \frac{68\cdot982}{105\cdot116} = 0\cdot656$$

sein. — Zur Bestimmung des Nutzeffectes der Wassersäulenmaschine für sich allein hat man sich des entsprechenden Werthes der in dem §. 236 angegebenen Verhältnißzahlen zu bedienen. Nimmt man diese im Mittel zu 0·80 an, so beträgt der Nutzeffect der Wassersäulenmaschine ungefähr

$$N'_n = 0\cdot80 . 105\cdot116 = 84\cdot093 \text{ Pfk}.$$

Da aber, wenn die der ganzen aus der Wassersäulenmaschine und dem Pumpwerke bestehenden Maschine entsprechenden Verhältnißzahl k bekannt ist, der Erfahrung gemäß die der Wassersäulenmaschine allein zukommende Verhältnißzahl k' annähernd $= \frac{1}{2}(1 + k)$ gesetzt werden kann, so hat man in dem gegebenen Falle $k' = \frac{1}{2}(1 + 0\cdot656) = 0\cdot828$ zu nehmen, womit sich der Nutzeffect der Wassersäulenmaschine zu

$$N''_n = 0\cdot828 . 105\cdot116 = 87\cdot036 \text{ Pfk}$$

ergibt.

9. Welche Höhe muß der, den hydraulischen Balancier einer Wassersäulenmaschine bildenden Wassersäule gegeben werden, wenn das Gewicht des Pumpengestänges 28500 Pfund und der Durchmesser des Treibkolbens der Wassersäulenmaschine 3·25

Fuß beträgt? — Da die Querschnittsfläche des Treibkolbens $= \frac{1}{4} . 3{\cdot}142 . 3{\cdot}25^2 =$ $= 8{\cdot}296$ Quadrat-Fuß ist, so muß, wenn man mit h die gesuchte Wassersäulenhöhe bezeichnet, ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse der Bewegung die Gleichung

$$56{\cdot}5 . 8{\cdot}296 . h = 28500$$

bestehen, aus welcher sich sofort

$$h = \frac{28500}{56{\cdot}5 . 8{\cdot}296} = 60{\cdot}931 \text{ Fuß}$$

ergibt. Es müßte sonach die Wassersäulenmaschine von der in dem §. 234 beschriebenen Anordnung um ungefähr 60·931 Fuß unter der Sohle des Abflußkanales aufgestellt werden. Da aber ein Theil des Gewichtes des Gestänges schon durch die Reibung des Treibkolbens in dem Treibcylinder, durch die Reibung der zu hebenden Wassersäule des hydraulischen Balancier u. s. w. balancirt wird, so wird in der Wirklichkeit h etwas kleiner anzunehmen sein.

C. Von den Dampfmaschinen.

§. 238. Erklärung. Es ist bekannt, daß die Temperatur des Wassers durch Einwirkung der Wärme nach und nach zunimmt, und daß dasselbe bei einer gewissen Temperatur in Dampf übergeht. Ist der Dampf in einem Gefäße und zwar in Berührung mit dem Wasser, aus welchem er erzeugt wird, eingeschlossen, so hat er fortwährend das Bestreben sich in einen größeren Raum, als derjenige ist, welchen er einnimmt, auszudehnen, und drückt in Folge dieser Eigenschaft mit einer gewissen Kraft, welche man seine Spannkraft nennt, gegen die Wände des Gefäßes. Wird nun derselbe aus diesem Gefäße in einen hohlen Cylinder geleitet, welcher von einer Seite mit demselben communicirt und von der anderen Seite durch einen verschiebbaren Kolben dampfdicht geschlossen ist, so wird er vermöge seiner Spannkraft auf den Kolben einen Druck ausüben, und diesem, wenn der auf ihn Statt findende Gegendruck geringer, als dieser Druck ist, eine geradlinige Bewegung ertheilen. Auf dieser Eigenschaft des Dampfes beruht das Princip derjenigen Maschinen, welche durch die motorische Kraft des Dampfes in Bewegung gesetzt werden, und die man **Dampfmaschinen** nennt.

Soll aber eine Dampfmaschine den in dem §. 85 angegebenen Bedingungen rücksichtlich der Zweckmäßigkeit ihrer Einrichtung entsprechen, so muß, abgesehen von einer vortheilhaften Anordnung der Dampfmaschine selbst, vor Allem der Dampferzeugungs-Apparat eine solche Einrichtung erhalten, daß vermittelst desselben eine gewisse zum Betriebe der Dampfmaschine nothwendige Dampfmenge von einer bestimmten Spannung mit einem möglichst geringen Aufwande an Brennmaterial erzeugt werden kann, weil die Betriebskosten einer Dampfmaschine vorzugsweise von dem Brennmaterialverbrauche abhängen; auch muß der Dampferzeugungs-Apparat die erforderliche Sicherheit gegen das Zerspringen gewähren. Diesem zu Folge werden wir in den nachfolgenden Paragraphen zunächst die Einrichtung der Dampferzeugungs-Appa-

rate und der an denselben anzubringenden Sicherheits-Vorrichtungen gegen die Gefahr des Zerspringens, hierauf aber erst die Dampfmaschinen selbst behandeln.

a. Von den Dampferzeugungs-Apparaten.

§. 239. Einrichtung der Dampferzeugungs-Apparate. Form der Dampfkessel. Heizfläche. Jeder Dampferzeugungs-Apparat besteht aus einem Gefäße, dem Dampfkessel, in welchem sich das in Dampf zu verwandelnde Wasser befindet, ferner aus einem Raume, in welchem die Verbrennung des Brennstoffes vor sich geht, dem Feuerraume oder dem Heerde, weiters aus Kanälen, in welchen die durch den Verbrennungsproceß sich erzeugenden heißen Gase um den Dampfkessel herum geleitet werden, und Rauch- oder Feuerkanäle, oder auch Züge heißen, und endlich aus dem Schornsteine, dessen Zweck es ist, diese Gase in die freie Luft abzuführen und den zum Verbrennen des Brennmateriales erforderlichen Luftzug hervorzubringen.

Die am häufigsten angewendeten Dampfkessel haben eine cylindrische, an ihren Enden mit kugelsegmentartigen Flächen abgeschlossene Form und werden gewöhnlich aus Eisenblech, manchmal aber auch (obgleich selten) aus Kupferblech angefertigt. Zur Herstellung des Heerdes und der Rauchkanäle sind dieselben von einem Mauerwerke, dem sogenannten Rauhgemäuer, derart umschlossen, daß nur ein Theil ihrer totalen Oberfläche der Einwirkung der Flamme und der heißen Gase ausgesetzt ist. Diesen Theil der ganzen Oberfläche eines Dampfkessels nennt man seine Heizfläche und versteht unter der directen Heizfläche denjenigen Theil der totalen Heizfläche, welcher der directen Einwirkung der Flamme ausgesetzt ist, unter der indirecten aber den von den heißen Gasen bestrichenen Theil derselben.

Um die Heizfläche der cylindrischen Dampfkessel zu vergrößern, demnach ihre Dampferzeugungsfähigkeit zu steigern, versieht man sie entweder mit einem dieselben der Länge nach durchziehenden Rohre, das Feuer- oder Rauchrohr oder auch die Kanone genannt, durch welches die heißen Gase, nachdem sie ihre Wirkung auf den an der äußeren Umfangsfläche der Kessel liegenden Theil der totalen Heizfläche vollbracht haben, streichen, oder aber mit einer oder mehreren an beiden Enden geschlossenen Röhren, welche unterhalb des cylindrischen Haupttheiles der Kessel seiner Länge nach liegen und mit diesem durch Verbindungsröhren communiciren; man nennt sie Siederröhren.

Außer diesen meistentheils zu industriellen Zwecken verwendeten Kesselformen findet man auch die sogenannten Röhren- oder Tubularkessel häufig angewendet. Sie unterscheiden sich von den früheren dadurch, daß die untere Hälfte des cylindrischen Haupttheiles des Kessels mit 100 bis 200 cylindrischen Röhren von 2 bis 3 Zoll Durchmesser der Länge nach durchzogen ist, welche von Außen von dem im Kessel befindlichen Wasser umgeben sind, während durch das Innere derselben die heißen Gase streichen. Man wendet sie insbesondere bei Locomotiv- und Dampfschiffmaschinen

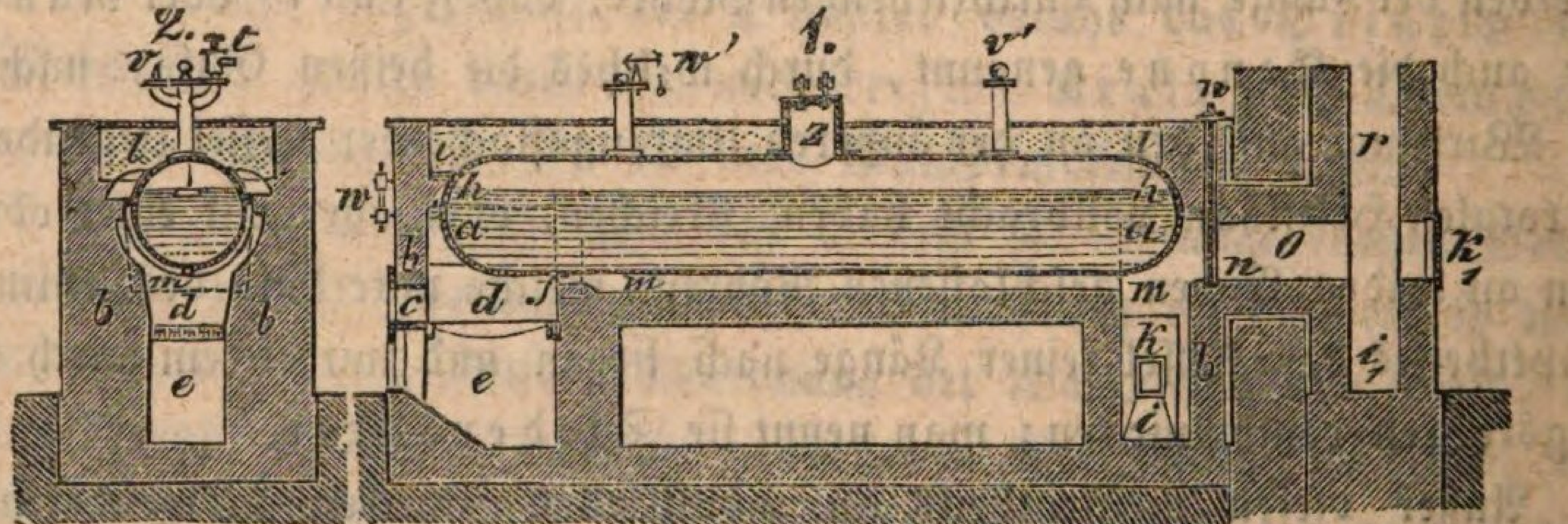
an, bei denen es vorzugsweise darauf ankommt, eine große Menge Dampfes schnell zu erzeugen und dabei an Raum zu sparen.

Anmerkung 1. Die Bedingungen, welchen ein gut eingerichteter Dampferzeugungs-Apparat genügen muß, sind: 1. Muß in demselben eine solche Brennstoffmenge verbrannt werden können, daß dadurch die zum Betriebe einer Dampfmaschine erforderliche Dampfmenge erzeugt werden kann; 2. soll der Luftzug so stark sein, daß die Verbrennung des Brennmaterials lebhaft vor sich geht; 3. soll das Brennmaterial vollständig, also ohne Rauch verbrannt werden; 4. muß die Reinigung des Dampferzeugungs-Apparates von Asche und Ruß in allen Theilen desselben auf eine leichte Weise vorgenommen werden können; 5. müssen die Wände des Rauhgemäuers aus schlechten Wärmeleitern bestehen und eine hinlängliche Dicke haben, um den Wärmeverlust durch Ausstrahlung so viel als möglich zu vermindern; 6. endlich müssen die Apparate zur Regulirung der Verbrennung im Heerde ihrem Zwecke entsprechen und auf eine leichte Weise gehandhabt werden können.

Anmerkung 2. Da die directe Heizfläche eine größere Wärmemenge aufnimmt, als die indirecte, der ersteren demnach eine größere Verdampfungsfähigkeit entspricht, als der letzteren, so muß man sie bei der Anlage eines Dampferzeugungs-Apparates stets so groß als möglich zu machen suchen.

§. 240. Beschreibung der Anlage eines aus einem einfach cylindrischen Dampfkessel und der Einmauerung desselben bestehenden Dampferzeugungs-Apparates. Fig. 170, 1 und 2 zeigt in einem Längen- und einem Querdurchschnitte die Anlage der Einmauerung eines **einfach cylindrischen Dampfkessels.** a a ist der cylindrische, an seinen beiden Enden von kugelsegmentartigen Blechflächen begrenzte Kessel, b das Rauhgemäuer, welches behufs der Verhinderung von größeren Wärmeverlusten eine ziemliche Dicke hat, und inwendig mit feuerfesten Ziegeln bekleidet ist, c die durch eine eiserne Thüre verschließbare Heizöffnung, durch welche das Brenn-

Fig. 170.



materiale auf den Rost d gebracht wird. Dieser besteht gewöhnlich aus gußeisernen Stäben, welche neben einander liegend zwischen sich je nach der Größe der Stücke des zu verwendenden Brennmateriales mehr oder minder schmale Oeffnungen lassen, durch welche die atmosphärische zur Verbrennung des auf dem Roste liegenden Brennmateriales nöthige Luftmenge in den oberhalb desselben befindlichen Heizraum gelangt, in welchem der Verbrennungsproceß vor sich geht. Unterhalb des Rostes ist der zur Aufnahme der Asche und anderer

Rückstände der Verbrennung bestimmte Raum e, welchen man den Aschenfall nennt.

Damit die Flamme genöthigt werde den Kessel gut zu bestreichen, findet sich unmittelbar hinter dem Roste eine den Zwischenraum zwischen der Umfangsfläche des Kessels und des Gemäuers verengende Mauer f, die Feuerbrücke genannt, welche bewirkt, daß die Vermischung der brennbaren Gase mit der noch unzersetzten Luft, also die Verbrennung vollständiger wird. Hinter der Feuerbrücke beginnt der durch Anschließung des Mauerwerkes an die Kesselwandfläche in einer um wenigstens 4 Zoll unterhalb des Wasserstandes **h h** liegenden Umfangslinie, der sogenannten Feuerlinie gebildete Feuerkanal **m m**, durch welchen die in dem Heizraume erzeugten Gase bis an das hintere Ende des Kessels geleitet werden, und dabei einen Theil ihrer Wärme an den Kessel abgeben. Von da übergehen die heißen Gase durch den Kanal **o**, den sogenannten Fuchs, in den Schornstein **r**. Zur Behufe der Regulirung des Feuers im Heizraume oder zur gänzlichen Schließung des Ofens dient der Schieber **n n**, welchen man das Register nennt, und vermittelst dessen die Querschnittsöffnung des Fuchses verengt oder erweitert, oder aber dieser Kanal ganz geschlossen werden kann. **i** und i_1 sind zwei sackartige Vertiefungen, welche zu dem Zwecke angebracht sind, damit sich die von den heißen Gasen aus dem Heizraume mit fortgerissene Asche daselbst ansammeln, und von Zeit zu Zeit durch die zwei mit Thürchen verschließbaren Putzöffnungen **k** und **k'** entfernt werden kann. Außerdem befinden sich an dem Kopfende (vorderen Ende) des Kesselgemäuers in der Höhe der Sohle des Feuerkanales eine oder zwei (in der Figur nicht ersichtlich gemachte) durch eiserne Platten verschließbare Oeffnungen, welche zur Reinigung desselben dienen.

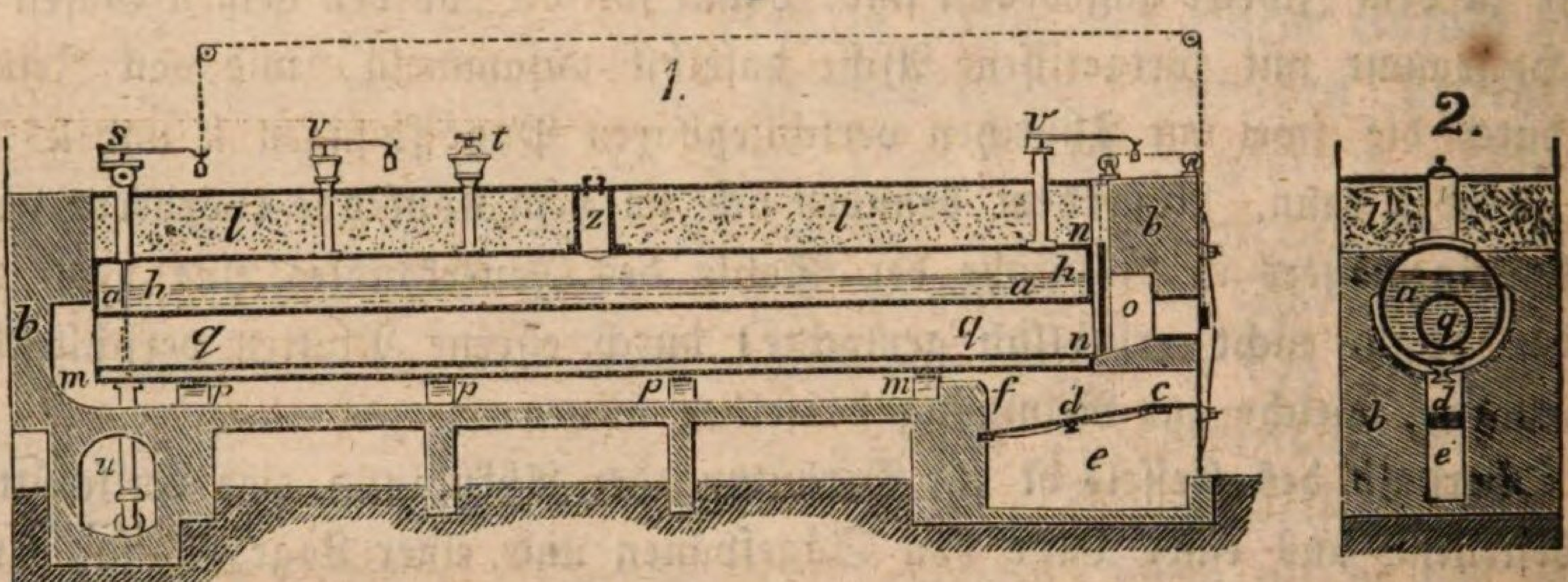
Oberhalb des Kessels ist zur Verhütung der Abkühlung eine Aufschüttung **l l**, bestehend aus einer Lage von Sägespänen und einer Lage Sand, angebracht und über dieser ein Pflaster aus Ziegeln ausgeführt. Zum Behufe der Reinigung des Kessels befindet sich auf demselben ein gußeiserner, oben vermittelst einer Platte durch Bügeln und Schrauben verschließbarer hohler Aufsatz **z**, das Mannloch genannt, von dieser Weite der Oeffnung, daß durch diese ein Arbeiter in das Innere des Kessels gelangen kann. Außerdem sind auf dem Kessel noch mehrere Apparate zu verschiedenen Zwecken, und zwar zur Speisung des Kessels mit Wasser der sogenannte Speiseapparat **s**, zur Ableitung des Dampfes aus demselben das Dampfablaßventil **t**, zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel der Schwimmer **w'** und das Wasserstandglas **w** und zur Ableitung des überflüssigen Dampfes zwei Ventile **v** und **v'**, endlich zur Messung der Dampfspannung im Kessel noch ein Manometer angebracht, welche in den nachfolgenden Paragraphen ihrem Detaile nach beschrieben werden.

Anmerkung. Die Größe der Rostfläche richtet sich nach der Menge des Brennstoffes, welcher auf dem Roste verbrannt werden muß, damit die erforderliche Dampfmenge produzirt werde. Bezeichnet man den Durchmesser eines einfach cylindrischen Kessels mit **D**, so hat man dem Roste einer solchen Kes-

selanlage eine Länge = D und eine Breite von 0·66 D zu geben. Dabei sollen die leeren Zwischenräume bei Steinkohlenfeuerung $\frac{1}{7}$ und bei Holzfeuerung $\frac{1}{4}$ der totalen Rostfläche betragen. Auch soll der Rost in einer Tiefe von 0·42 D unter den tiefsten Punkt des Kessels gelegt werden. — Was die Dimensionen des Schornsteines anbelangt, so kann man freistehenden Schornsteinen, wenn N die Anzahl der Pferdekräfte des Kessels bezeichnet, eine Höhe von $(5{\cdot}03 \sqrt[5]{N^2})$ Fuß und eine untere Weite von $\frac{1}{25}$ H im Lichten geben.[1]

§. 241. Beschreibung der Anlage eines aus einem mit einem Rauchrohre versehenen cylindrischen Dampfkessel und der Einmauerung desselben bestehenden Dampferzeugungs-Apparates. Fig. 171, 1 und 2 stellt in einem Längen- und einem Querdurchschnitte eine solche Kesselanlage vor. a a ist der auf gußeisernen Trägern p gelagerte und mit dem Rauchrohre q versehene Kessel, b das Rauhgemäuer, c die Heizöffnung, d der Rost, e der Aschenfall, f die Feuerbrücke, m m der den Kessel bis auf eine gewisse Höhe umgebende Kanal, n n das Register und o ein Kanal an der Stirnfläche des Kessels. Bei dieser Kesselanlage ziehen die im Heizraume erzeugten Gase über

Fig. 171.

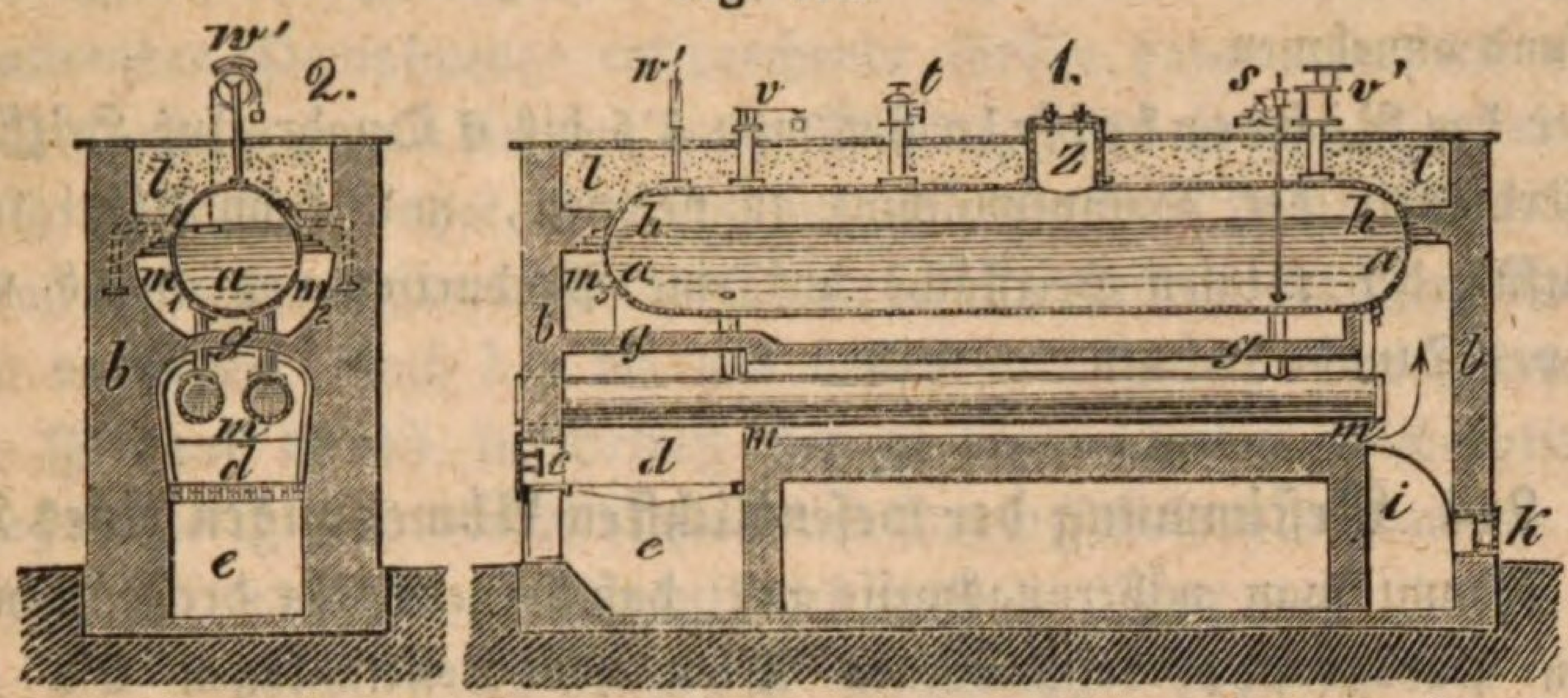


die Feuerbrücke in den Kanal m m und längs dieses bis an das hintere Ende des Kessels, wo sie sodann in das Rauchrohr q übergehen, dasselbe seiner ganzen Länge nach durchstreichen und endlich bei aufgezogenem Register in den Kanal o, von da aber durch den in der Verlängerung desselben liegenden Fuchs n den seitlich angebrachten Schornstein entweichen.

h h ist der Wasserspiegel im Kessel und l l die Aufschüttung. s, t und v haben die nämliche Bedeutung, wie bei dem in dem §. 240 beschriebenen Kessel. u ist ein in einen Kanal ausmündendes und zum Ablassen des schlammigen Wassers aus dem Kessel dienendes Rohr.

§. 242. Beschreibung der Anlage eines aus einem mit zwei Siederöhren versehenen Kessel und der dazu gehörigen Einmauerung bestehenden Dampferzeugungs-Apparates. Fig. 172, 1 und 2 zeigt eine solche Kesselanlage ebenfalls in einem Längen- und einem Querdurchschnitte. a a ist der cylindrische Hauptkessel, welcher mit zwei unterhalb desselben liegenden Sieder-röhren durch kurze Röhren in Verbindung steht, und vermittelst gußeiserner

Fig. 172.



Ständer, welche an dem Hauptkessel angenietet sind, in dem Rauhgemäuer **b** gelagert ist. Es ist ferner **c** die Heizthüre, **d** der Rost und **e** der Aschenfall. Der Dampfkessel ist von den Sieveröhren durch ein Gewölbe **g** geschieden, so daß letztere nicht nur der directen Einwirkung der Flamme ausgesetzt sind, sondern auch noch von den heißen Gasen erwärmt werden, welche längs des auf diese Weise gebildeten Kanales **m m** nach hinten streichen, dort nach aufwärts steigen und durch die Seitenkanäle m_1 und m_2 wieder nach vorne ziehen, sodann durch den an der Stirnfläche des Kessels befindlichen Kanal m_3 in den sich an diesen anschließenden Fuchs übergehen und endlich durch den an dem Kopfende der Einmauerung seitlich angebrachten Kamin entweichen.

i ist eine schlauchartige Vertiefung zur Ansammlung der mit den heißen Gasen fortgerissenen Asche, **k** die zu dieser führende Putzthüre. Die Bezeichnungen **h h**, **l l**, **z**, **s**, **t**, **v**, **v'** und **w'** haben die nämliche Bedeutung, wie bei den beiden früher beschriebenen Kesseln. — Die Kessel dieser Art gewähren den wichtigen Vortheil, daß der Hauptkessel, welcher, wie aus der vorhergehenden Beschreibung erhellet, nur der Einwirkung der heißen Gase, nicht aber der Flamme selbst ausgesetzt ist, sehr geschont wird.

Anmerkung. Bei der Anordnung einer solchen Kesselanlage, kann man dem Roste, wenn **D** den Durchmesser des Hauptkessels bezeichnet, eine Breite $= D$ und eine Länge von $1{\cdot}4\,D$ geben, und denselben um $0{\cdot}4\,D$ unter dem tiefsten Punkte der Oberfläche der Sieveröhren anbringen. -- Die Dimensionen des Kamines hat man in diesem Falle ebenfalls nach den in der Anmerkung des §. 240 angegebenen Regeln zu bestimmen.

§. 243. Größe der Heizfläche und der Dampfproduction. Soll ein Kessel die zum Betriebe einer Dampfmaschine in einer bestimmten Zeit erforderliche Dampfmenge zu liefern im Stande sein, so muß seine Heizfläche eine gewisse Größe haben. In dieser Beziehung lehrt die Erfahrung, daß bei den eben beschriebenen drei Arten von Dampfkesseln 15 Quadrat-Fuß Heizfläche vollkommen genügen, um die für eine Pferdekraft der Dampfmaschine nöthige Dampfmenge von jeder beliebigen Spannung zu erzeugen, wobei man für jeden Quadrat-Fuß der Heizfläche stündlich auf eine Dampfproduction von 4 bis 5 Pfund Dampf unter Voraussetzung einer guten Kesselanlage rechnen kann. Auch kann man die Dampfmenge, welche eine gut eingerichtete Kessel-

anlage für ein Pfund Steinkohle in der Stunde zu liefern vermag, im Mittel zu 7 Pfund annehmen.

Bei den Röhrenkesseln hat man 4·5 bis 6 Quadratfuß Heizfläche für jede Pferdekraft der Dampfmaschine zu nehmen, und kann dabei für jeden Quadratfuß der totalen Heizfläche auf eine Production von 8 bis 9 Pfund Dampf per Stunde rechnen.

§. 244. Bestimmung der wesentlichsten Abmessungen eines Dampfkessels. Nimmt man näherungsweise an, daß bei jeder der drei in den vorhergehenden Paragraphen beschriebenen Arten von Kesselanlagen 0·6 von der cylindrischen Umfangsfläche des Hauptkessels als Heizfläche benützt wird, abstrahirt ferner von dem an den kugelsegmentartigen Endflächen der Kessel befindlichen Theile der totalen Heizfläche, so kann man die approximativen Werthe der Kesseldurchmesser auf folgende Weise finden.

Bezeichnet nämlich D den Durchmesser eines einfach cylindrischen Dampfkessels, L seine Länge, und H die Heizfläche desselben, so hat man mit Zugrundelegung des eben Gesagten $H = 0{\cdot}6\,\pi D L$, oder $H = 0{\cdot}6\,\pi D^2 \frac{L}{D}$ zu setzen, woraus sich sofort

$$D = 0{\cdot}730 \sqrt{\left[\frac{D}{L} H\right]} \quad \ldots (1$$

ergibt, wobei man das Verhältniß $\frac{L}{D} = 4$, 5 oder 6 setzen, d. h. dem Kessel eine Länge gleich dem 4-, 5- bis 6fachen Durchmesser geben kann.

Ist ferner D der Durchmesser eines cylindrischen, mit einem Feuerrohre vom Durchmesser d versehenen Dampfkessels, L seine Länge, und H wieder die Heizfläche desselben, so muß in diesem Falle, da die Länge des Feuerrohres gleich der Kessellänge ist, $H = 0{\cdot}6\,\pi D L + \pi d L$, oder $H = \pi (0{\cdot}6 D + d) L$ gesetzt werden. Nimmt man nun, wie es gewöhnlich geschieht, $d = 0{\cdot}4 D$, so wird $H = \pi D L = \pi D^2 \frac{L}{D}$, und daraus

$$D = 0{\cdot}564 \sqrt{\left[\frac{D}{L} H\right]} \quad \ldots (2$$

folgt, wobei man wieder je nach Umständen $\frac{L}{D} = 4$, 5 oder 6 zu setzen hat.

Bezeichnet endlich D den Durchmesser eines cylindrischen Kessels mit zwei Siederöhren vom Durchmesser d, L die Länge des Hauptkessels, und l die der Siederöhren, so hat man, dem Obigen gemäß,

$$H = 0{\cdot}6\,\pi D L + 2\pi d l, \text{ oder } H = \pi (0{\cdot}6 D L + 2 d l)$$

zu setzen. Weil aber in den meisten Fällen $d = 0{\cdot}4 D$ und l nahezu $= L$ genommen wird, so hat man auch $H = 1{\cdot}4\,\pi D L = 1{\cdot}4\,\pi D^2 \frac{L}{D}$, woraus sich

$$D = 0{\cdot}476 \sqrt{\left[\frac{D}{L} H\right]} \quad \ldots (3$$

ergibt, und wieder $\frac{L}{D} = 4$, 5 bis 6 genommen werden kann.

Da ferner jeder Dampfkessel nicht nur eine der in einer bestimmten Zeit zu producirenden Dampfmenge entsprechende Größe haben, sondern auch die nöthige Sicherheit gegen die aus einer Kesselexplosion hervorgehenden Gefahren gewähren muß, so hat man ihn aus Blechen von solcher Stärke herzustellen, daß diese der Spannung des Dampfes im Kessel gehörigen Widerstand zu leisten vermögen. Nach den bei uns bestehenden Vorschriften (Verordnung vom 11. Februar 1854) in Betreff der zu beobachtenden Sicherheits-Maßregeln gegen die Gefahr der Explosion bei Dampfkesseln hat man die Blechstärke der cylindrischen Dampfkessel nach der Formel

$$\delta = (0{\cdot}0189\,n\,D + k) \;.\;.\;. \quad (4$$

zu bestimmen, wobei D den Durchmesser des Kessels in Zollen, n die effective, d. i. die über den gewöhnlichen Luftdruck im Kessel Statt findende Dampfspannung in Atmosphären (jede zu 12·75 Pfd Druck auf den Quadratzoll), δ die dem Kesseldurchmesser und der Dampfspannung entsprechende Blechstärke in Linien, und k eine additionelle Größe bezeichnet, welche denjenigen Theil der Wandstärke des Kessels angibt, die derselbe schon wegen des von seinem eigenen Gewichte und von dem Gewichte des in demselben enthaltenen Wassers herrührenden Druckes haben muß und deren Werth aus der Formel $k = 0{\cdot}195\,(8 - n)$ zu berechnen ist.

Anmerkung. Blechstärken über 6 Linien soll man nach Möglichkeit zu vermeiden suchen, weil eine größere Blechstärke die Mittheilung der Wärme durch die Kesselwand unnützerweise erschwert und große Ungleichförmigkeiten in der Spannung des Kesselbleches herbeiführen kann. Wenn sich daher bei Anwendung der obigen Formel 4 eine über dieses Maß gehende Blechstärke ergeben sollte, so nehme man entweder den Durchmesser des Kessels kleiner an, vergrößere aber dafür seine Länge entsprechend, oder man wende zwei oder mehrere Kessel statt einem an.

§. 245. Ursachen der Dampfkessel-Explosionen. Die wesentlichsten Ursachen der Dampfkessel-Explosionen sind folgende:

1. Schlechte Beschaffenheit des Kessels, welche insbesondere durch das mit der Zeit eintretende Durchbrennen des Kesselbleches vorzugsweise an den von der Flamme direct getroffenen Stellen des Kessels hervorgebracht wird, wodurch seine Widerstandsfähigkeit gegen das Zerreißen geschwächt und er unfähig wird, selbst dem normalen Dampfdrucke zu widerstehen.

2. Uebermäßige Dampfspannung bei guter Beschaffenheit des Kesselbleches, insbesondere, wenn der Kessel dabei Erschütterungen und Stößen ausgesetzt ist.

3. Wassermangel. Sinkt nämlich das Wasser im Kessel unter den mittleren Stand desselben um eine solche Größe, daß dadurch ein Theil der an den Feuerzügen liegenden Kesselfläche blosgelegt wird, so erhitzt sich dieser bis zum Glühendwerden und es kann sonach der Kessel in Folge der dadurch geschwächten Widerstandsfähigkeit des Kesselbleches an dieser Stelle schon durch den

normalen Dampfdruck aus einander gerissen werden. Das Bersten des Kessels kann aber in einem solchen Falle auch durch Speisung desselben mit Wasser hervorgebracht werden, weil bei der Berührung des Speisewassers mit den glühend gewordenen Kesselflächen in kurzer Zeit eine so heftige Dampfentwickelung eintritt, daß der sich massenhaft bildende Dampf nicht mit der nöthigen Schnelligkeit aus dem Kessel abgeleitet werden kann, wodurch die Dampfspannung im Kessel sehr schnell über das normale Maß wächst, und derselbe in Folge dessen aus einander gerissen werden muß.

4. Das Ablösen größerer Stücke des Kesselsteines von der inneren Kesselwand. Da sich nämlich in Folge der im Speisewasser aufgelösten festen Bestandtheile, als Kalk, Gyps, Glaubersalz u. s. w. an der inneren Wandfläche des Kessels eine feste Kruste, der sogenannte Kesselstein ansetzt, welcher eine schlechte Wärmeleitungsfähigkeit hat, so kann dieser eine zu starke Erhitzung des Kesselbleches veranlassen. Löst sich nun aus irgend einem Grunde von einer solchen überhitzten Stelle ein größeres Stück des Kesselsteines ab, so wird in Folge der nun eintretenden Berührung des Wassers mit dieser Kesselfläche eine sehr rasche Dampfentwickelung und dadurch eine Explosion verursacht.

§. 246. Sicherheits-Apparate. Da durch Anwendung eines Bleches von entsprechender Stärke (§. 244, Gleichung 4) für neue Kessel und durch Reparatur aller schadhaften Stellen der alten Kessel, so wie durch öftere und sorgfältige Reinigung der Dampfkessel vom Kesselsteine nur der durch die unter 1 und 4 des vorhergehenden Paragraphes angegebenen Ursachen möglicherweise eintretenden Explosion begegnet wird, so müssen die Dampfkessel noch mit gewissen Apparaten versehen sein, vermittelst denen auch der aus den unter 2 und 3 angeführten Ursachen drohenden Gefahr einer Explosion vorgebaut werden kann. Solche Apparate sind: die Sicherheitsventile, die Wasserstandszeiger und die Manometer.

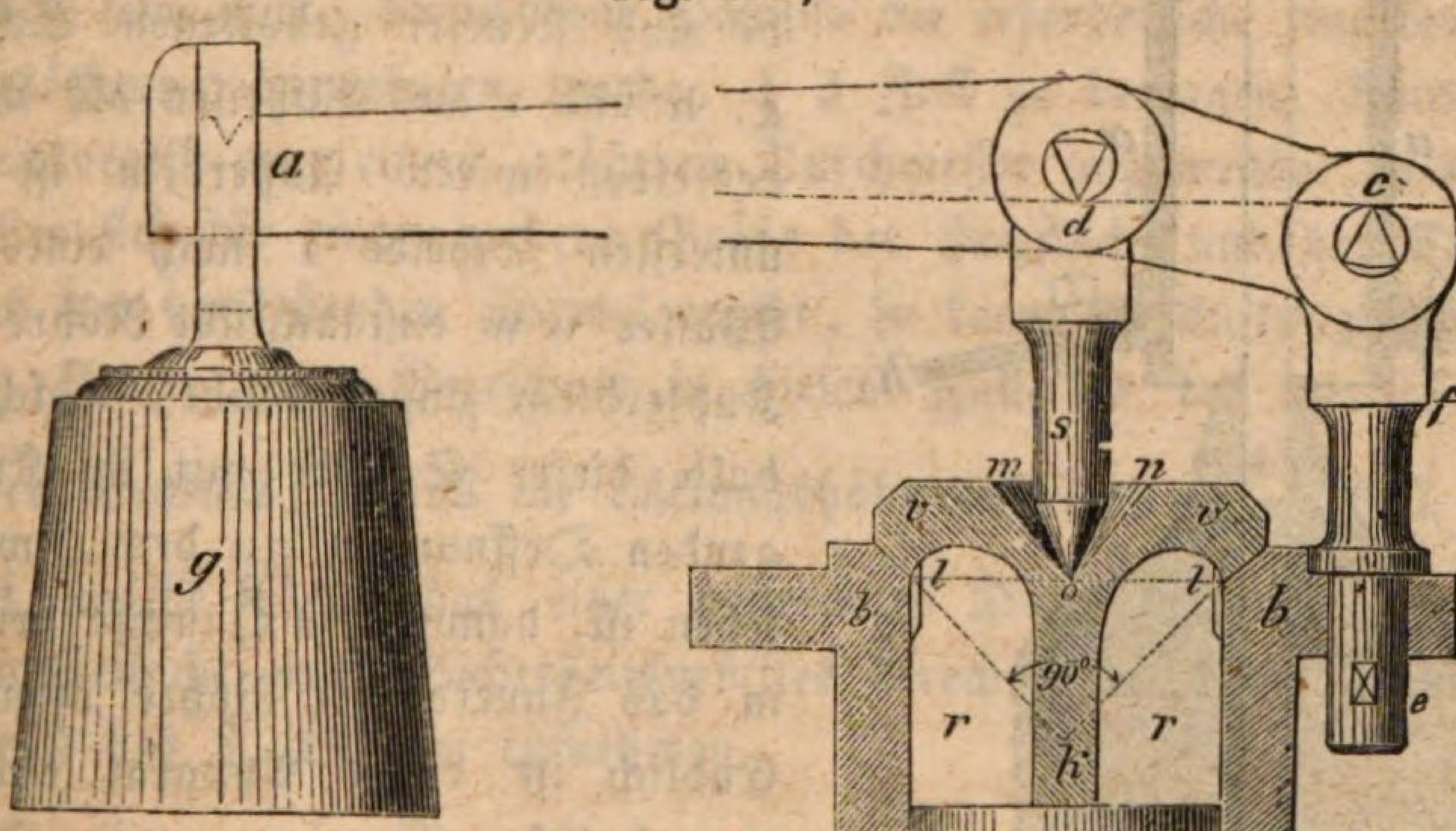
Die Sicherheitsventile haben den Zweck, daß sie sich nach außen öffnen, wenn die Dampfspannung das normale Maß überschreitet, für welches die Wanddicke des Kessels bestimmt wurde, und daß sie durch die auf diese Weise gebildete ringförmige Oeffnung so lange Dampf abfließen lassen, bis die normale Spannung des Dampfes im Kessel wieder hergestellt ist, dann aber sich von selbst wieder schließen. Man unterscheidet Sicherheitsventile mit mittelbarer und mit unmittelbarer Belastung. Bei den ersteren hängt das den erforderlichen Druck auf das Ventil ausübende Gewicht an dem Ende des längeren Armes eines einarmigen Hebels, während am Ende des kürzeren Armes desselben der vom Belastungsgewichte herrührende Druck auf das Ventil übertragen wird; bei den letzteren liegt die dem Dampfdrucke auf das Ventil entgegenwirkende Belastung unmittelbar auf der oberen Fläche desselben.

Die *Wasserstandszeiger* werden zum Behufe der Beobachtung des Wasserstandes im Kessel angewendet. *Schwimmer* und *Wasserstandsgläser* sind die am häufigsten gebrauchten Wasserstandszeiger. Manchmal, wie z. B. bei Locomotivkesseln, wendet man auch *Probirhähne* an.

Die *Manometer* zeigen die im Kessel herrschende Spannung des Dampfes vorzugsweise zu dem Behufe an, damit der Kesselheizer nach dem Stande derselben die Feuerung einrichten und dieselbe auf eine regelmäßige Weise fortzuführen vermag. Nach den bei uns giltigen Vorschriften sind nur die *oben offenen Quecksilbermanometer*, und die als gut anerkannten *Metall-* oder *Zeigermanometer* gesetzlich als zulässig erklärt.

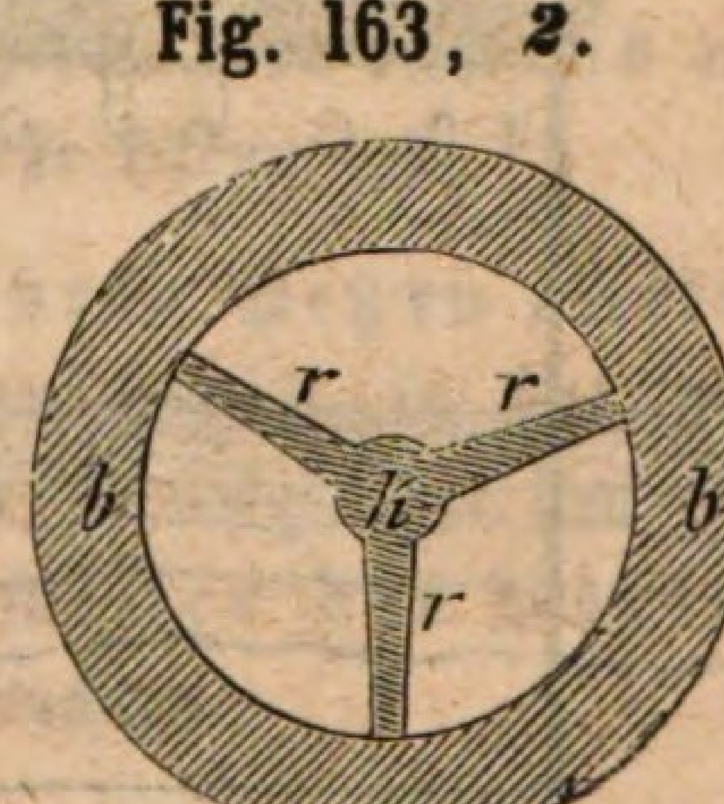
§. 247. Beschreibung eines Sicherheitsventiles mit mittelbarer Belastung. Fig. 173, 1 und 2 stellt ein solches *Sicherheitsventil* in einem Vertical- und einem Horizontaldurchschnitte vor. — **v v** ist das Ventil von Metall, dessen conische Auflagsfläche unter einem Winkel von 45 Grad abgeschrägt ist, **b b** aber der aus demselben Materiale hergestellte und oben conisch ausgedrehete Ventilsitz, in welchem das Ventil eingeschliffen sein muß, damit es dampfdicht schließe. Zum Behufe der geradlinigen Führung des Ventiles ist dasselbe mit drei an den Kern **k** angegossenen Führungsrippen **r** versehen, welche unmittelbar unter der unteren Fläche des Ventils in der aus der Figur 173, 1 ersichtlichen Art abgeschrägt sind, um dem Dampfe beim Oeffnen desselben allsogleich die erforderliche Ausströmungsöffnung zu

Fig. 173, *1.*



gewähren. **e f** ist ein an seinem oberen Ende gabelförmig geformter Ständer, welcher bei **e** vermittelst eines Keiles oder einer Verschraubung an die Flantsche des Ventilsitzes befestiget ist. **a d c** ist ein in **c** um eine schneidige Achse aus Stahl (wie bei Wagebalken) drehbarer Hebel aus Schmiedeisen, an dem in **d** eine oben gabelförmig gestaltete und vermittelst eines schneidig geformten Bolzens mit dem-

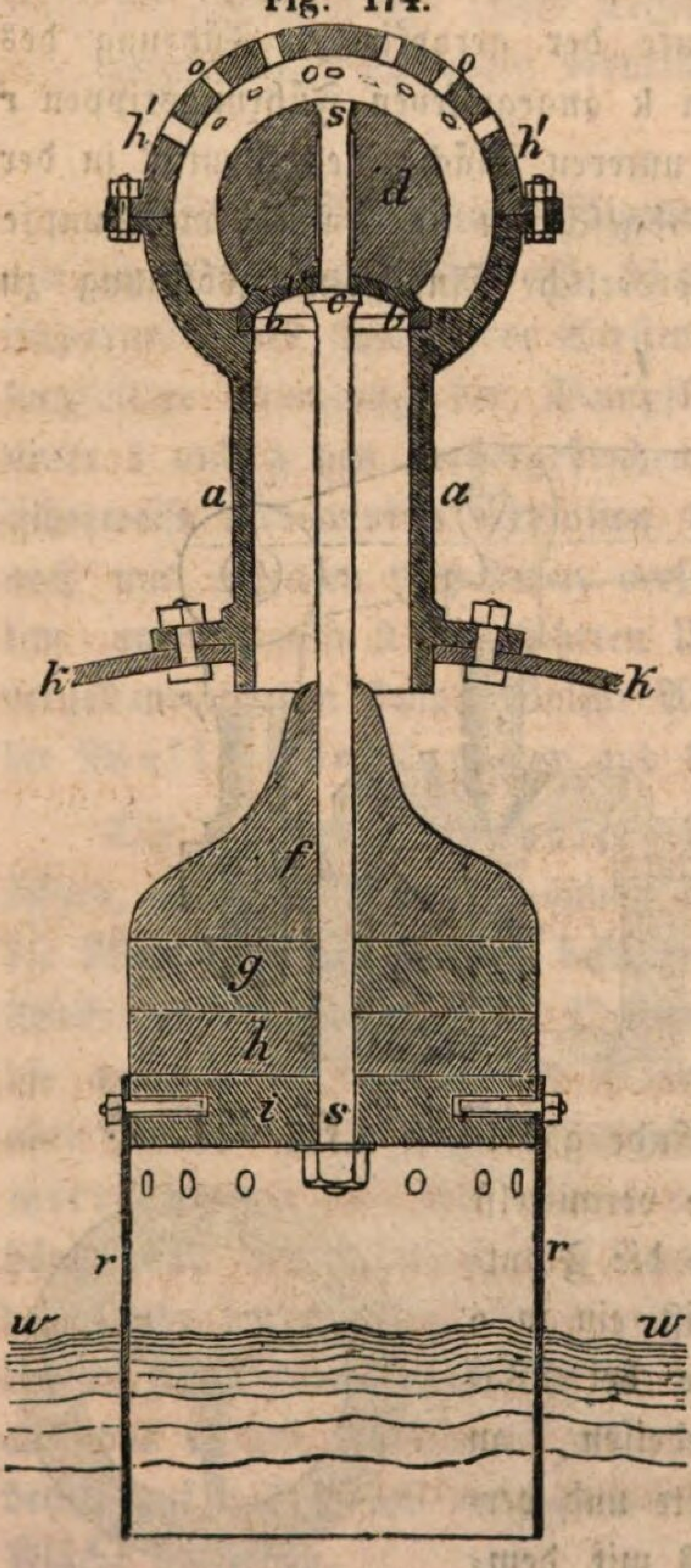
Fig. 163, *2.*



selben charnierartig verbundene, unten aber conisch abgedrehete Stütze s angehängt ist, welche mit ihrer Spitze in der ebenfalls conisch eingedrehten, und wegen Verhinderung eines schiefen Druckes auf das Ventil von Seite der Belastung desselben bis zur Linie ll reichenden Vertiefung liegt. An dem Ende a des Hebels befindet sich eine Nase zur Verhinderung des Abgleitens des in diesem Punkte aufgehängten Belastungsgewichtes g.

§. 248. Beschreibung eines Sicherheitsventiles mit unmittelbarer Belastung. Dieses durch Fig. 174 in einem Verticaldurchschnitte dargestellte Sicherheitsventil besteht aus einem röhrenförmigen, oben in eine halbkugelförmige Schale auslaufenden Aufsatze a a aus Gußeisen, welcher auf der Kesselwand kk aufgeschraubt ist, und aus dem kugelsegmentartig geformten, oben mit einer Durchbohrung versehenen und an dem Seitenumfange nach einer Kugeloberfläche abgedreheten Ventile v aus Metall, welches auf einer ringförmigen in dem aus demselben Materiale bestehenden Ventilsitze b b nach der nämlichen Kugeloberfläche eingedreheten Fläche aufliegt. Das Ventil ist über die bei c mit einem Ansatze versehene Ventilstange ss geschoben, welche bis in den Kessel hinabreicht. Oberhalb des Ventiles befindet sich an der Ventilstange eine gußeiserne Kugel d aufgesetzt, welche mit den unten an derselben angebrachten und vermittelst Schraube und Mutter gehaltenen Scheiben f, g, h und i aus Gußeisen als Belastung desselben wirkt. Außerdem ist an der untersten Scheibe i noch eine in das Wasser w w eintauchende Röhre r r von Kupferblech angeschraubt, welche unterhalb dieser Scheibe mit im Kreise liegenden Oeffnungen zu dem Zwecke versehen ist, damit dem Dampfe der Zutritt in das Innere der Röhre offen bleibe. Endlich ist dieser Apparat oben durch eine halbkugelförmige, mit Flantschen versehene, und an die Flantschen des Aufsatzes a a angeschraubte Haube h′ h′, in welcher viele Oeffnungen o eingebohrt sind, geschlossen. Wird nun in Folge eines im Kessel Statt findenden und die Ventilbelastung (mit Einschluß des Ventilgewichtes und des Gewichtes der Ventilstange) überschreitenden Dampf-

Fig. 174.



druckes das Ventil gehoben, so strömt der Dampf durch die dadurch gebildete ringförmige Oeffnung in den oberen kugelförmigen Raum, und von da durch die Oeffnungen o der Haube ins Freie. Damit aber die obere Platte f dem Dampfe eine hinlänglich große Einströmungsöffnung in den inneren Raum des Aufsatzes a a belasse, so muß sie in der aus der Figur ersichtlichen Art geformt sein. — Die Röhre r r hat den Zweck zu bewirken, daß das Ventil durch die Wallungen des Wassers im Kessel in steter Bewegung auf seiner nach einer Kugeloberfläche geformten Sitzfläche erhalten, und dadurch dem Ankleben des Ventiles an seinen Sitz durch Schlamm, Kesselstein u. s. w. begegnet werde.

§. 249. Größe der Sicherheitsventile. Jedes Sicherheitsventil soll so groß gemacht werden, daß bei seiner Eröffnung in jedem Augenblicke eben so viel Dampf aus dem Kessel entweichen kann, als in demselben producirt wird, so daß ein einziges Sicherheitsventil vollkommen ausreichen soll, um die Dampfspannung im Kessel auf einer constanten Höhe zu erhalten. Der dieser Bedingung entsprechende Durchmesser eines Sicherheitsventiles ergibt sich nach den in Oesterreich geltenden Bestimmungen aus der Formel

$$d = 0{\cdot}312 \sqrt{\frac{H}{n + 0{\cdot}588}},$$

in welcher H die Heizfläche des Kessels in Quadratfuß, n die effective Dampfspannung im Kessel in Atmosphären und d den fraglichen Durchmesser in Zollen bezeichnet; dabei hat die Höhe, um welche sich das Ventil zu heben im Stande sein muß, damit dem Dampfe die erforderliche ringförmige Ausströmungsöffnung dargeboten werde, $\frac{1}{4}$ d Zoll zu betragen. Wird aber ein Sicherheitsventil von einem größeren Durchmesser angewendet, als derjenige ist, welcher sich für eine gegebene Größe der Heizfläche und der Dampfspannung aus der vorstehenden Formel ergibt, so kann die Lüftungshöhe verhältnißmäßig kleiner sein. Bezeichnet in diesem Falle D den wirklichen Durchmesser des Ventiles, so soll die Lüftungshöhe desselben $\frac{1}{4} \frac{d^2}{D}$ Zoll betragen.

Auf welche Weise das einer bestimmten Dampfspannung entsprechende Belastungsgewicht eines Sicherheitsventiles berechnet werden soll, ist aus dem Beispiele 3 des §. 261 zu entnehmen.

Anmerkung 1. Den gesetzlichen Vorschriften gemäß muß jeder Dampfkessel mit zwei Sicherheitsventilen versehen sein, von denen jedes mindestens eine sich aus der oben angeführten Formel ergebende Größe haben soll.

Anmerkung 2. Da man der Form nach flach auf ihren Sitzen aufliegende Ventile, Kegel- und Kugelventile unterscheidet, so hat man bei den ersteren den Durchmesser der Ventilöffnung, bei den zwei letzteren Ventilformen aber den mittleren Durchmesser des Ventilsitzes als Durchmesser des Sicherheitsventiles zu betrachten.

§. 250. **Beschreibung eines Alarm-Schwimmers.** Der am häufigsten angewendete einfache Schwimmer besteht, so wie der durch **Fig. 175, 1** und **2** dargestellte **Alarm-Schwimmer**, aus einem doppelarmigen Hebel **ab** (**Fig. 175, 1**) mit gleich oder ungleich langen Armen, welcher sich in einem auf der Kesselwand **kk** befestigten Ständer **d** um eine schneidige Drehungsachse **c**, wie bei Wagebalken, oder aber um zwei am Ständer angebrachte und mit verstählten Spitzen versehene Bolzen drehen kann. In dem Punkte **b** dieses Hebels ist ein sich um den Kreisbogen **ee** legendes Kettchen **f** befestiget, und an diesem ein Kupferdraht angehängt, welcher durch eine auf der Kesselwand aufgeschraubte Stopfbüchse geht und einen eisernen oder steinernen, in das Kesselwasser eingetauchten Schwimmer **s**

Fig. 175, *1.*

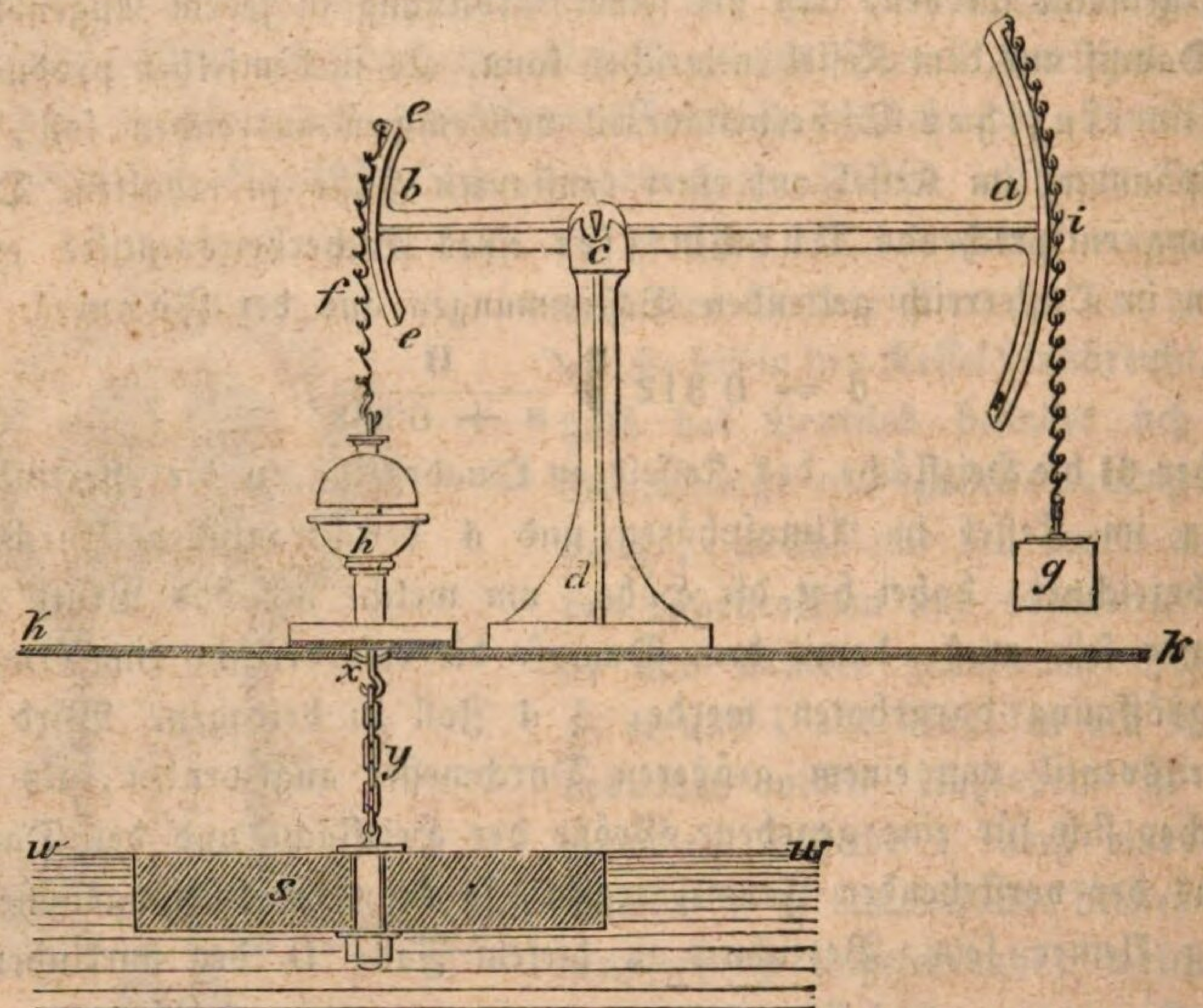
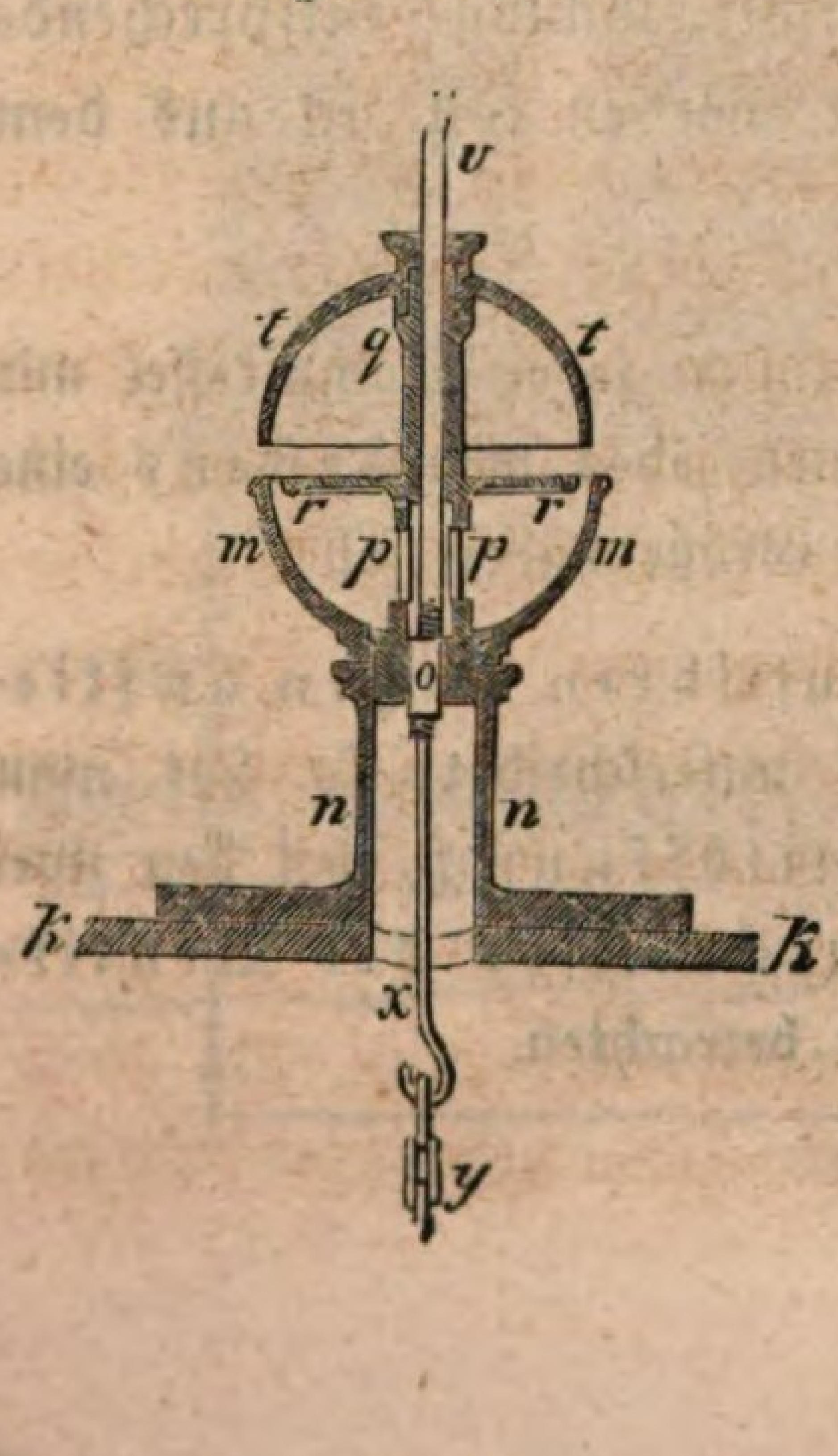


Fig. 175, *2.*

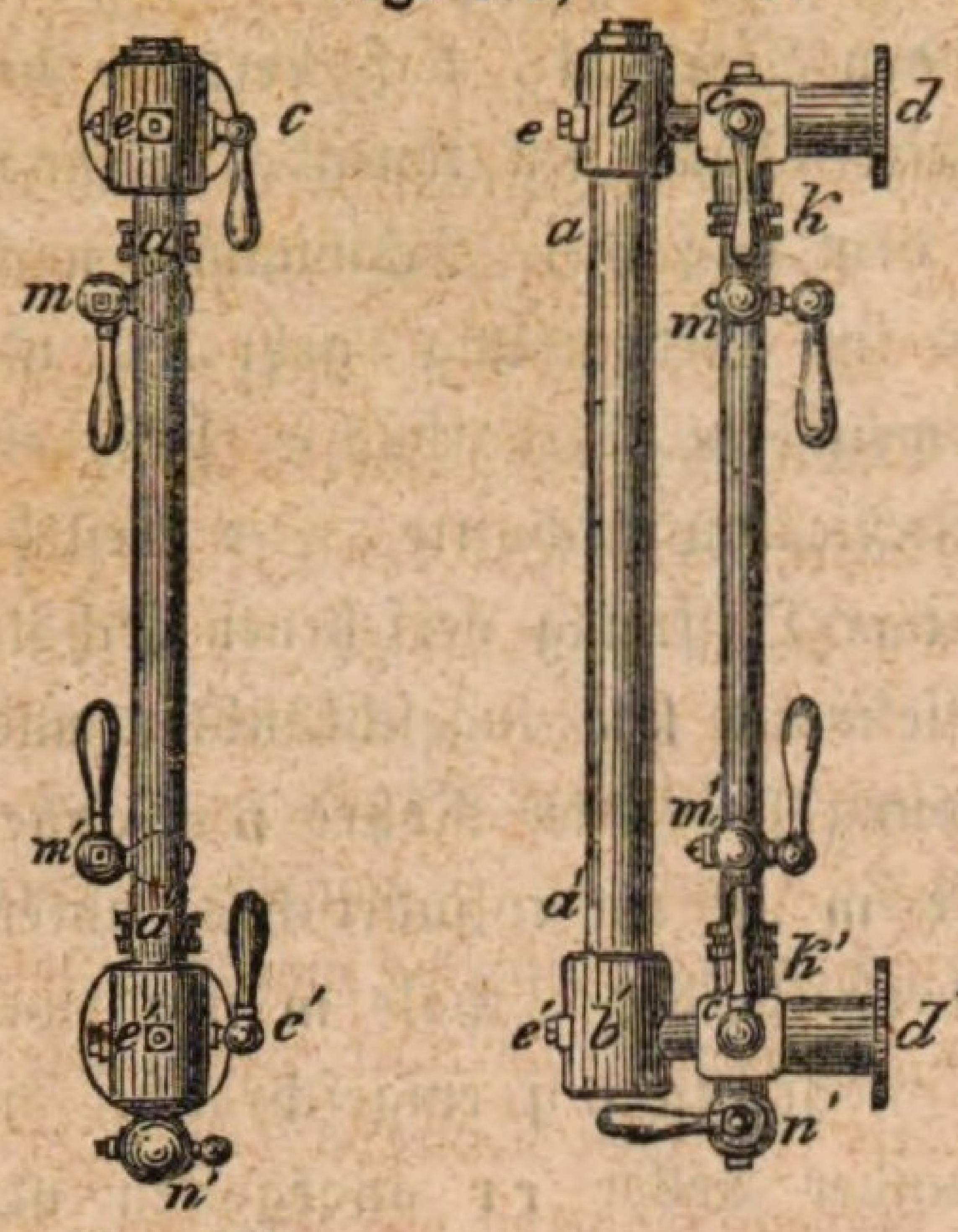


trägt, während in dem ebenfalls mit einem Bogen versehenen Endpunkte **a** des Hebels an einem Kettchen **i** ein Gegengewicht **g** angehängt und dieser Apparat derart regulirt ist, daß der Hebel **ab** bei normalem Wasserstande im Kessel horizontal steht. Meistens ist an dem Hebel noch ein auf einer festen Scala weisender Zeiger angebracht, wodurch der Wasserstand im Kessel genau beurtheilt werden kann. — Statt des Hebels **ab** kann man auch ein am Umfange mit einer vertieften Spur versehenes Rädchen anwenden, um welches ein Kettchen gelegt wird, an dem einerseits vermittelst eines an demselben angehängten Kupferdrahtes der Schwimmer und andererseits das Gegengewicht hängt.

Der Alarmschwimmer verbindet mit den Eigenschaften des eben erklärten einfachen Schwimmers noch den Vortheil, daß derselbe bei abnehmendem Wasserstande den Dampfkesselheizer durch ein tönendes Signal zur Vorsicht mahnt, zu welchem Behufe mit dem einfachen Schwimmer noch eine Dampfpfeife h — Alarmpfeife — in Verbindung gebracht ist, welche sich an der Stelle der früher angewendeten Stopfbüchse befindet. Fig. 175, 2 zeigt diese Dampfpfeife im Verticaldurchschnitte. Sie besteht aus einer halbkugelförmigen, am Boden mit einer Oeffnung versehenen Schale m von Metall, welche an einer auf der Kesselwand kk angeschraubten und mit dem Dampfraume des Kessels in Verbindung stehenden Röhre nn angebracht ist. In die Bodenöffnung der Schale m ist ein cylindrisches, unten mit einer kegelförmigen Oeffnung o und innerhalb der Schale m mit zwei seitlich angebrachten Oeffnungen p versehenes Röhrchen pq eingeschraubt, an welchem über den Oeffnungen p ein kreisrunder Teller rr angegossen ist, welcher zwischen seinem Rande und der Wandung der Schale m einen sehr schmalen ringförmigen Raum freiläßt. An dem oberen Ende q des Röhrchens pq ist eine zweite halbkugelförmige Schale tt aus Metall, die sogenannte Glocke, mit scharfem Rande in einer der Schale mm entgegengesetzten Lage angebracht. Durch die Höhlung des Röhrchens pq geht ein an das Kettchen f angehängtes Stängelchen v, welches unten mit einem kegelförmigen, die Oeffnung o verschließenden Ventile versehen ist, unter diesem aber vermittelst eines Drahtes x und eines Kettchens y mit dem Schwimmer s in Verbindung steht. Es ist nun begreiflich, daß, wenn in Folge der Abnahme des Wasserstandes im Kessel der Schwimmer s herabsinkt, das Ventil o nach abwärts gezogen, und sonach eine Oeffnung um dasselbe gebildet wird, durch welche der Dampf aus dem Kessel vermittelst der beiden Oeffnungen p in die Höhlung der Schale m und von da durch die obere sehr schmale ringförmige Oeffnung strömen, die oberhalb derselben befindliche Glocke in vibrirende Bewegung versetzen und dadurch einen gellenden Ton hervorbringen wird.

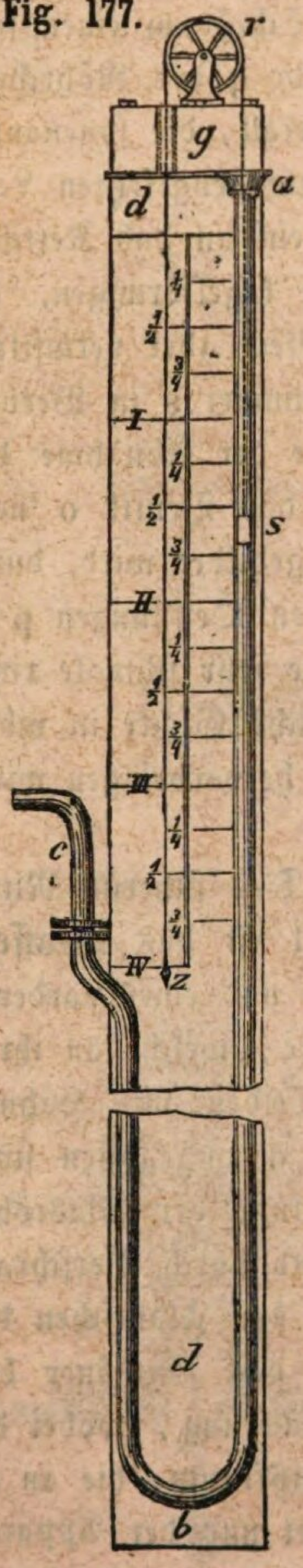
§. 251. **Beschreibung eines Wasserstandglases.** Das sicherste Mittel zur Erkennung des Wasserstandes in einem Dampfkessel ist das **Wasserstandglas**, welches Fig. 176, 1 und 2 in einer Seiten- und einer vorderen Ansicht darstellt. aa' ist eine beiderseits offene Glasröhre, welche an ihren Enden von den Stopfbüchsen b und b', welche an den beiden mit Hähnen c und c' verschließbar vorgerichteten Röhrenstücken d und d' angegossen sind, wasser- und dampfdicht umfaßt wird. Die in der Richtung der Glasröhre nach Außen führenden Oeffnungen dieser Stopfbüchsen sind durch Verschraubungen geschlossen und stehen durch Röhren, welche an den Flantschen der Röhrenstücke d und d' angeschraubt werden und durch das Gemäuer des Kessels durchgehen, mit dem Inneren desselben in Verbindung, wobei die an das Röhrenstück d angeschraubte Röhre in den Dampfraum, die an d' befestigte aber in den Wasserraum des Kessels ausmündet und der Apparat

2. Fig. 176, 1.



eine solche Stellung hat, daß der Spiegel des Kesselwassers im normalen Stande desselben die Höhe des Glasrohres a a' halbirt. e und e' sind durch Schrauben verschließbare Oeffnungen, welche zum Reinigen der Röhrenstücke d und d' und der an ihnen angeschraubten Röhren mittelst eines Drahtes dienen. Zwischen den beiden Röhrenstücken d und d' befindet sich noch ein Verbindungsrohr k k', welches bei m und m' mit Hähnen versehen ist. Diese Hähne sind **Probirhähne** und werden dann zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel angewendet, wenn das Glasrohr a a' durch irgend einen Zufall zerschlagen wird. Der Hahn n' endlich dient zum Durchblasen des Apparates.

Fig. 177.



§. 252. Beschreibung eines oben offenen Quecksilbermanometers. Dieses durch Fig. 177 dargestellte Manometer besteht aus einer heberförmigen, an einem Brette d d befestigten eisernen Röhre a b c, welche bei c mit dem Dampfkessel communicirt, bei a aber in die freie Luft ausmündet und auf die erforderliche Höhe mit Quecksilber gefüllt ist. Eine über die mit einem Schnurlaufe versehene kleine Rolle r gehende Seidenschnur trägt auf einer Seite ein metallenes Gewichtchen s, (den Schwimmer), welches in dem Quecksilber eingetaucht ist, und auf der anderen Seite einen Zeiger z von Metall. An dem Brette d d befindet sich eine Scala, auf welcher der Zeiger z die Dampfspannung in Atmosphären (oder Pfunden) angibt. Endlich ist g ein mit der Manometerröhre in Verbindung stehendes Gefäß, welches zum Auffammeln des Quecksilbers bestimmt ist, wenn dasselbe durch eine zufälliger Weise plötzlich eintretende zu hohe Dampfspannung aus der Manometerröhre hinausgeschleudert werden sollte.

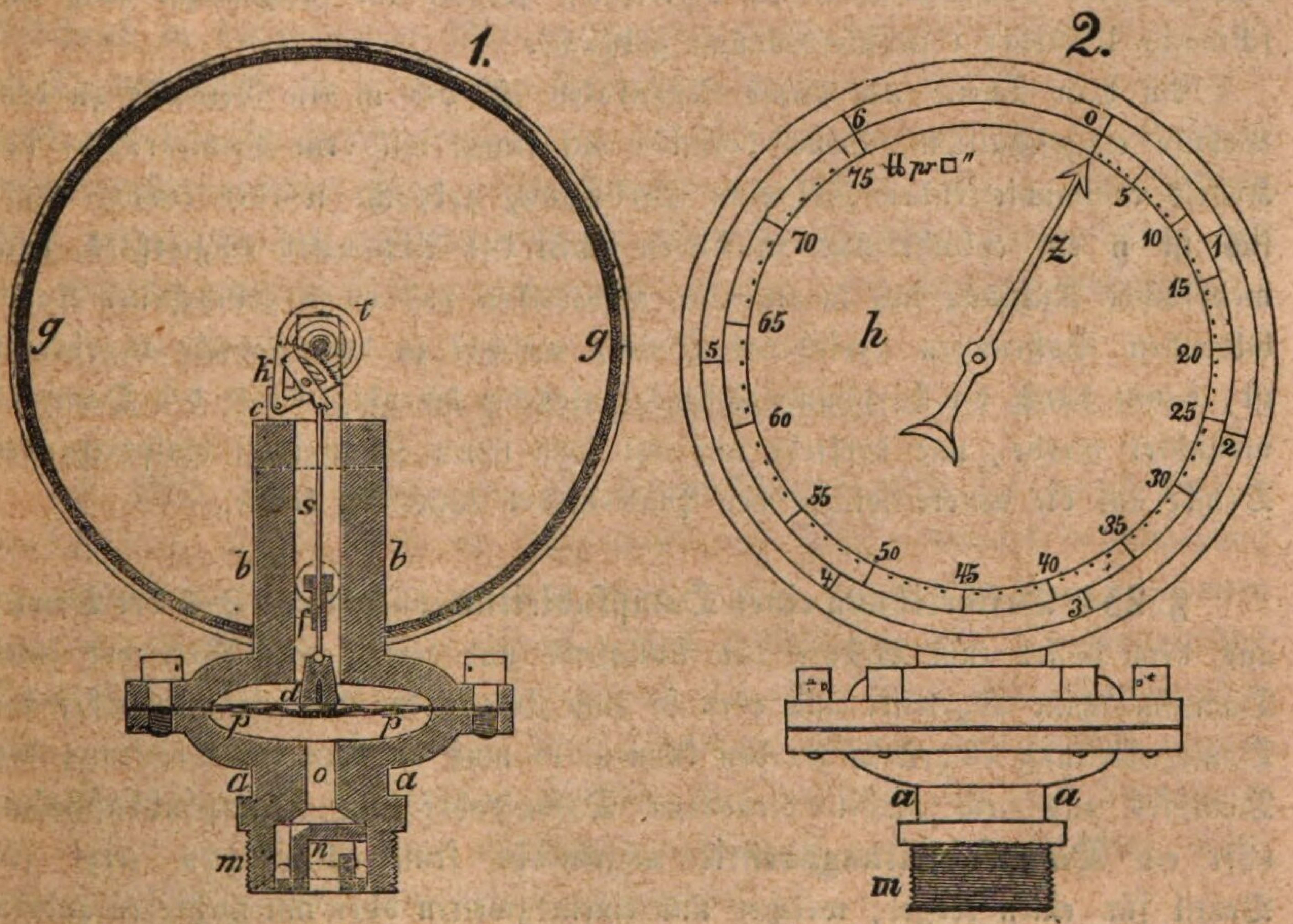
Hat der Dampf im Kessel nur eine dem äußeren Luftdrucke entsprechende Spannung, so wird das Quecksilber in beiden Schenkeln der Manometerröhre (dem Principe der communicirenden Röhren zu Folge) gleich hoch stehen, und der Zeiger z bei einer richtigen Adjustirung des Apparates auf den obersten, dem Nullpunkte der Scala entsprechenden Theilstrich weisen. Mit

der Zunahme der Dampfspannung im Kessel wird aber in Folge des Statt findenden Ueberdruckes (über den Druck der atmosphärischen Luft) auf den Spiegel des in dem kürzeren Röhrenschenkel enthaltenen Quecksilbers, das in dem längeren befindliche steigen, und dadurch der Schwimmer s gehoben, während der Zeiger z herabsinkt, und auf der Scala die entsprechende Dampfspannung anzeigt. Würde z. B. die Dampfspannung im Kessel zwei Atmosphären über den mittleren Luftdruck betragen, so müßte der Zeiger auf den mit 2 bezeichneten Theilstrich der Scala weisen.

Anmerkung. Nimmt man die Quecksilbersäulenhöhe, welche dem Drucke der atmosphärischen Luft das Gleichgewicht hält, zu 28·8 Zoll an, so müssen bei diesem Manometer die mit I, II, III und IV bezeichneten Theilstriche um 14·4 Zoll von einander abstehen; weil für einen jeden um den Druck einer Atmosphäre höheren Dampfdruck das Quecksilber in dem kürzeren Schenkel der Röhre a b c um 14·4 Zoll fällt und gleichzeitig in dem längeren Schenkel um die nämliche Größe steigt, also der Niveau-Unterschied der Quecksilberspiegel in den beiden Röhrenschenkeln für eine Dampfspannung von je einer Atmosphäre 28·8 Zoll beträgt.

§. 253. **Beschreibung eines Zeigermanometers.** Unter den verschiedenen jetzt angewendeten Zeigermanometern zeichnet sich das durch **Fig. 178**, 1 und 2 dargestellte (den Herrn Schaeffer und Budenberg in Magdeburg patentirte) durch die Genauigkeit seiner Angaben aus. Dasselbe beruht auf dem Prinzipe der Elasticität einer Plattenfeder pp von Stahlblech, welche zwischen den beiden aus Gußeisen bestehenden und mit einander zuge-

Fig. 178.



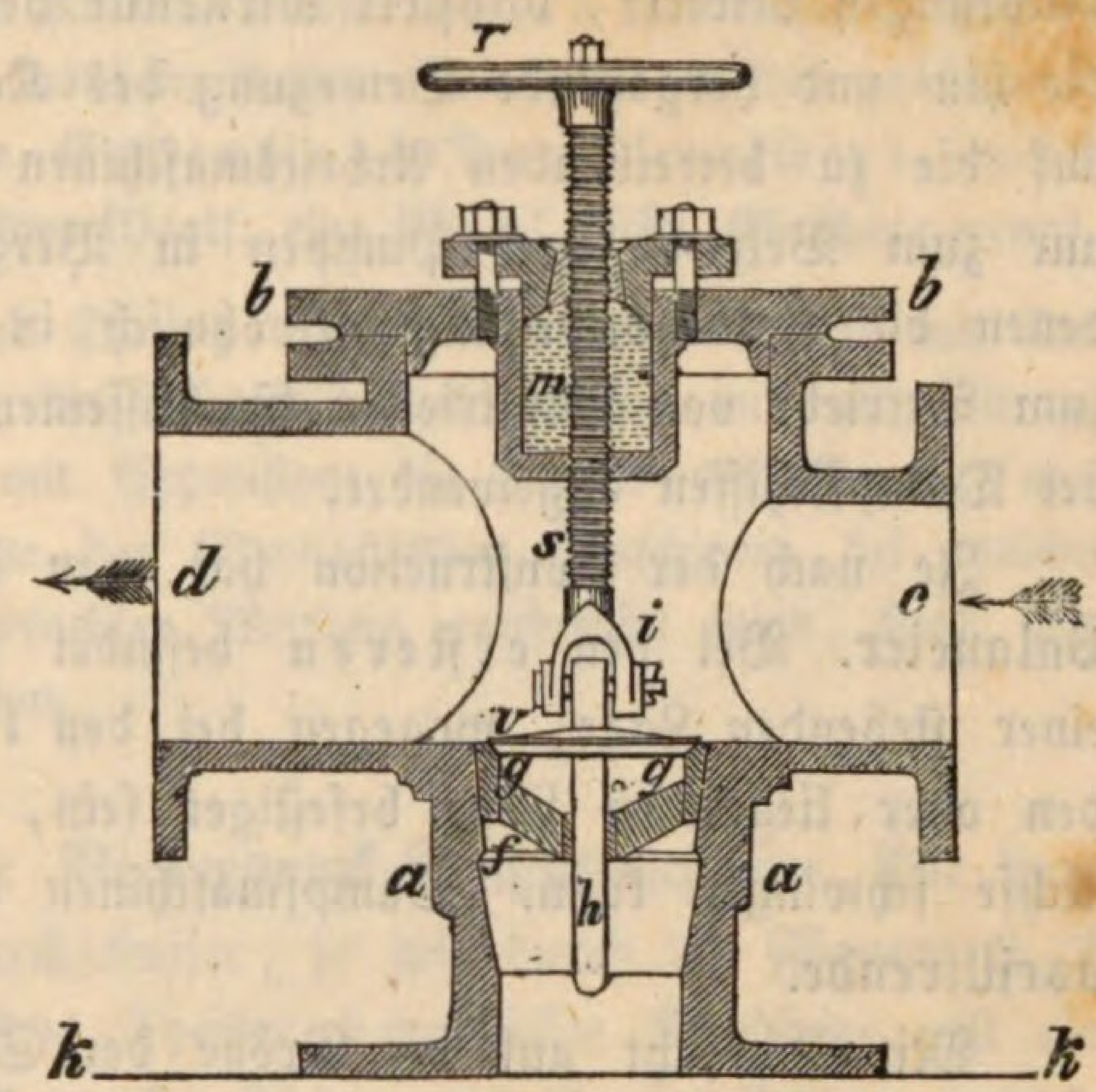
kehrten tellerartigen Erweiterungen versehenen röhrenförmigen Theilen **a a** und **b b** eingeschraubt ist und vermittelst eines an dieser befestigten Ansatzes **d** und eines mit demselben (durch eine Büchse **f** und eines Stellschräubchens) verbundenen Stängelchens **s** mit einem verzahnten, um den Punkt **c** drehbaren und in einem messingenen Gehäuse **g** eingeschlossenen Kreissector **k** in Verbindung steht, der in ein kleines, an einer Achse angebrachtes Getriebe eingreift. An dem einen Ende dieser Achse ist auch der Zeiger **z** befestiget, welcher auf dem gewöhnlich mit einer doppelten (in Pfunden und Atmosphären ausgeführten) Kreistheilung versehenen Zifferblatte **h** die Größe der Dampfspannung im Kessel anzeigt, indem durch den auf die untere Fläche der Plattenfeder ausgeübten Dampfdruck dieselbe nach oben zu ausgebaucht, und in Folge der dadurch bewirkten Hebung des Ansatzes **d**, der verzahnte Kreissector **k** vermittelst des Stängelchens **s** um seine Achse mehr oder weniger (je nach der Größe des Statt findenden Dampfdruckes) gedreht, und auf diese Weise das Getriebe, folglich auch der Zeiger im Kreise bis zu dem, dem Dampfdrucke entsprechenden Theilstriche der Scala bewegt wird. Wächst z. B. die Spannung des Dampfes bis zu einem Drucke von vier Atmosphären über den äußeren Luftdruck, so muß in Folge der durch den Dampfdruck bewirkten Ausbauchung der Plattenfeder der Zeiger **z** nach und nach bis zu dem mit der Ziffer 4 bezeichneten Theilstriche der äußeren, oder bis zu dem der Zahl 51 entsprechenden Theilstriche der inneren Kreistheilung des Zifferblattes **h** im Kreise bewegt werden, derselbe also auf dem Zifferblatte eine Dampfspannung von 4 Atmosphären oder einen dieser entsprechenden Druck von 51 Pfund auf einen Quadratzoll anzeigen. Um aber dem Zeiger eine größere Empfindlichkeit zu verleihen, ist mit der Zeigerachse noch eine schwache Uhrfeder **t** in Verbindung gebracht.

An dem Theile **a a** dieses Apparates ist bei **m** ein Gewinde zu dem Behufe eingeschnitten, damit derselbe mit einem mit dem Dampfraume des Kessels communicirenden Rohre in Verbindung gebracht werden könne. Endlich ist **n** ein cylindrisches in diesen Theil des Apparates eingesetztes, nach mehrfacher Richtung mit in einander mündenden und einen gebrochenen Kanal bildenden Bohrungen versehenes Stück, welches zu dem Zwecke angebracht ist, damit durch die Wendung dieses Kanales die lebendige Kraft des Dampfes vernichtet werde, und derselbe nur mit dem seiner Spannkraft entsprechenden Drucke auf die untere Fläche der Plattenfeder einwirken könne.

§. 254. Beschreibung eines Dampfableitungsventiles. Soll der Dampf aus dem Kessel zum Behufe des Anlassens und fortgesetzten Betriebes einer Dampfmaschine abgeleitet und eben so zum Zwecke des Abstellens derselben die Dampfableitung eingestellt werden können, so muß an dem zur Ableitung des Dampfes aus dem Kessel dienenden Dampfrohre ein **Dampfablaßhahn**, oder ein **Dampfableitungsventil** angebracht sein. **Fig. 179** zeigt ein Ventil für einen Kessel, welcher mit einem zweiten oder mit mehreren andern

zu einem Betriebe vereiniget ist, in einem Verticaldurchschnitte. Dasselbe besteht aus dem mit einem Deckel bb verschließbaren und auf der Kesselwand kk aufgeschraubten röhrenförmigen Aufsatze aa aus Gußeisen, an welchem zwei Seitenröhren c und d angebracht sind, und aus einem mit einem Führungsbolzen h versehenen Kegelventile v, welches auf dem Ventilsitze gg sitzt, an dem der zur Leitung des Ventiles dienende Steg f angegossen ist. Dieses Ventil ist vermittelst eines an demselben angegossenen Auges und eines Bolzens in dem gabelförmigen Ende i einer Schraubenspindel s eingehängt, welche oben mit einem die Stelle eines Krummzapfens vertretenden kleinen Rädchen r versehen ist, und in dem Deckel der Stopfbüchse m die ihr zugehörige Mutter von Metall hat. An den Seitenröhren c und d werden Dampfleitungsröhren angeschraubt, von denen jene bei c die Verbindung dieses Apparates mit einem zweiten Kessel oder mit einem gleichen auf diesem befindlichen Apparate, die bei d angebrachte aber die Verbindung mit einem ähnlichen Apparate eines dritten Kessels herstellt, oder unmittelbar zur Dampfmaschine führt. Es ist nun begreiflich, daß wenn die Schraubenspindel s vermittelst des vorbezeichneten Rädchens in der gehörigen Richtung gedreht wird, das Ventil sich öffnen und der Dampf durch die ringförmige Oeffnung desselben in das Innere des Apparates und von da durch das Rohr d zur Maschine strömen wird. Auch ist es einleuchtend, daß man durch diesen Apparat im Stande ist, die Verbindung eines jeden von den mit einander im Betriebe stehenden Dampfkesseln mit den anderen augenblicklich aufzuheben, wenn dieses die Umstände erfordern.

Fig. 179.



b. Von den Dampfmaschinen.

§. 255. **Eintheilung der Dampfmaschinen.** Die Kolbendampfmaschinen, welche durch die Spannkraft des Wasserdampfes in Bewegung gesetzt werden, lassen sich je nach der Art ihrer Verwendung zu bestimmten Zwecken im Allgemeinen in **Land- oder stationäre** und in **locomotive Dampfmaschinen** eintheilen, je nachdem sie einen festen und unbeweglichen Standpunkt haben oder aber ihren Standort ändern. Die ersteren werden zum Betriebe von industriellen Werken, die letzteren aber zum Transporte von Lasten auf Eisenbahnen (Locomotivmaschinen), oder auf Flüssen, Seen und dem Meere (Schiffsmaschinen) verwendet.

Treibt der Dampf vermöge seiner Expansivkraft den Kolben nur nach einer Richtung und wird die Bewegung desselben nach der entgegengesetzten Richtung durch ein Gegengewicht bewirkt, so nennt man solche Maschinen **einfach wirkende Dampfmaschinen**; wo hingegen diejenigen Dampfmaschinen, bei welchen der Dampf die Bewegung des Kolbens nach beiden Richtungen bewirkt, **doppelt wirkende** heißen. Die ersteren, bei welchen die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens ohne Umwandlung derselben auf die zu betreibenden Arbeitsmaschinen übertragen wird, findet man fast nur zum Betriebe von Pumpen in Bergwerken, die letzteren aber, bei denen die Kolbenbewegung gewöhnlich in eine rotirende verwandelt wird, zum Betriebe von industriellen Etablissements, so wie auf Eisenbahnen und bei Dampfschiffen angewendet.

Je nach der Construction hat man **Dampfmaschinen mit und ohne Balancier.** Bei den ersteren befindet sich der Dampfcylinder immer in einer stehenden Lage, wogegen bei den letzteren derselbe in einer stehenden oder liegenden Lage befestiget sein, oder endlich um eine horizontale Achse schwingen kann. Dampfmaschinen der letzteren Art nennt man **oscillirende.**

Mit Rücksicht auf die Größe der Spannung des zum Betriebe einer Dampfmaschine verwendeten Dampfes theilt man dieselben in **Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckmaschinen** ein. Bei den Niederdruck-Dampfmaschinen beträgt die Spannung des Dampfes höchstens nur eine halbe, bei den Mitteldruck-Dampfmaschinen eine bis drei und bei den Hochdruck-Dampfmaschinen mehr als drei Atmosphären über den mittleren Luftdruck.

Wird der zum Betriebe einer Dampfmaschine verwendete Dampf nach vollbrachter Wirkung in ein von kaltem Wasser umgebenes Gefäß geleitet, um ihn daselbst zu condensiren und auf diese Weise in dem mit dem Condensationsgefäße in Verbindung gebrachten Cylinderraume (zum Behufe der Verminderung des von Seite des aus dem Cylinder abziehenden Dampfes auf den Kolben Statt findenden schädlichen Gegendruckes) ein theilweises Vacuum zu erzeugen, so nennt man die Maschine eine **Dampfmaschine mit Condensation**; läßt man hingegen den Dampf aus dem Cylinder einer Dampfmaschine nach vollbrachter Wirkung in die freie Luft ausströmen, so hat man eine **Dampfmaschine ohne Condensation.**

Man unterscheidet endlich **Dampfmaschinen mit und ohne Expansion.** Bei den Dampfmaschinen ohne Expansion tritt der Dampf während der ganzen Dauer eines jeden Kolbenschubes ununterbrochen in den Cylinder ein, wodurch bewirkt wird, daß die Dampfspannung in demselben unveränderlich bleibt, während bei den Dampfmaschinen mit Expansion die Dampfeinströmung in den Cylinder schon unterbrochen wird, bevor noch der Kolben seinen Schub vollendet hat, so daß die weitere bis zum Schluße des Schubes fortgesetzte Bewegung des Kolbens nur in Folge der

Einwirkung der Expansivkraft des in den Cylinder bereits eingetretenen und sich nun ausdehnenden Dampfes vor sich geht.

Anmerkung 1. Läßt man den Dampf von hoher Spannung zunächst in einem Cylinder seine Wirkung auf einen Kolben vollbringen, und leitet ihn dann aus diesem in einen zweiten Cylinder von größerem Durchmesser, in welchem man ihn neuerdings auf einen Kolben wirken läßt, so hat man, da sich der Dampf bei seinem Uebertritte aus dem kleineren Cylinder in den größeren in dem letzteren ausdehnt, eine Expansions-Dampfmaschine, welche man nach ihrem Erfinder **Arthur Woolf**, eine **Woolf'sche Maschine** nennt.

Anmerkung 2. Die Niederdruck-Dampfmaschinen arbeiten stets mit Condensation und ohne Expansion, die Mitteldruckmaschinen bald mit und bald ohne Condensation und mit Expansion, die Hochdruck-Dampfmaschinen aber, mit Ausnahme der Woolf'schen Maschinen, bei welchen immer der Dampf nach vollbrachter Wirkung condensirt wird, stets ohne Condensation und mit Expansion.

§. 256. Beschreibung einer Niederdruck-Dampfmaschine. Die durch **Fig. 180**, 1 in einem Längendurchschnitte, so wie durch die Figuren 2, 3, 4, 5, 6 und 7 in ihren wichtigsten Theilen dargestellte Maschine, ist eine **doppelt wirkende Niederdruck-Dampfmaschine mit Condensation**, welche man nach ihrem Erfinder **James Watt**, die **Watt'sche Dampfmaschine** nennt.

C ist der gußeiserne von Innen glatt ausgebohrte, oben durch einen Deckel, und unten durch eine Bodenplatte dampfdicht geschlossene Dampfcylinder, welcher von einem zweiten mit der äußeren Oberfläche des ersteren einen Zwischenraum bildenden Cylinder **DD** umschlossen ist. Dieser Zwischenraum wird stets mit frischem Dampfe angefüllt, damit der in dem Cylinder **C** wirkende Dampf so wenig als möglich durch den Einfluß der niedrigeren Temperatur der den Mantel **DD** umgebenden äußeren Luft abgekühlt werde. **K** ist der Dampfkolben, welcher sich mit seiner äußeren Umfangsfläche dampfdicht an die innere Fläche des Cylinders **C** anschließt. Derselbe besteht aus dem gußeisernen Kolbenstocke **a'a'** (**Fig. 180**, 2), aus der Hanfliederung **b'b'** und aus dem ebenfalls gußeisernen Deckel **c'c'**, welcher mit dem Kolbenstocke durch 6 Schrauben verbunden ist. Durch das Anziehen dieser Schrauben wird die Liederung zusammengedrückt, und durch die auf diese Weise bewirkte Vergrößerung ihrer Peripherie, das Anschließen des Kolbens an die Bohrungsfläche des Dampfcylinders bewirkt. Die Kolbenstange **kk**, welche an ihrem unteren Ende mit einem conischen Anlaufe **k''** versehen, mit diesem in der conischen Oeffnung des Kolbenstockes eingesetzt und in dieser Lage festgekeilt ist, geht durch die Stopfbüchse **s** des Cylinderdeckels, welcher mit einer Vertiefung zur Aufsammlung der Schmiere versehen ist. Diese Stopfbüchse (**Fig. 180**, 3) besteht aus einem auf dem Cylinderdeckel angegossenen Gehäuse, welches mit in Oel

Fig. 180′, 1.

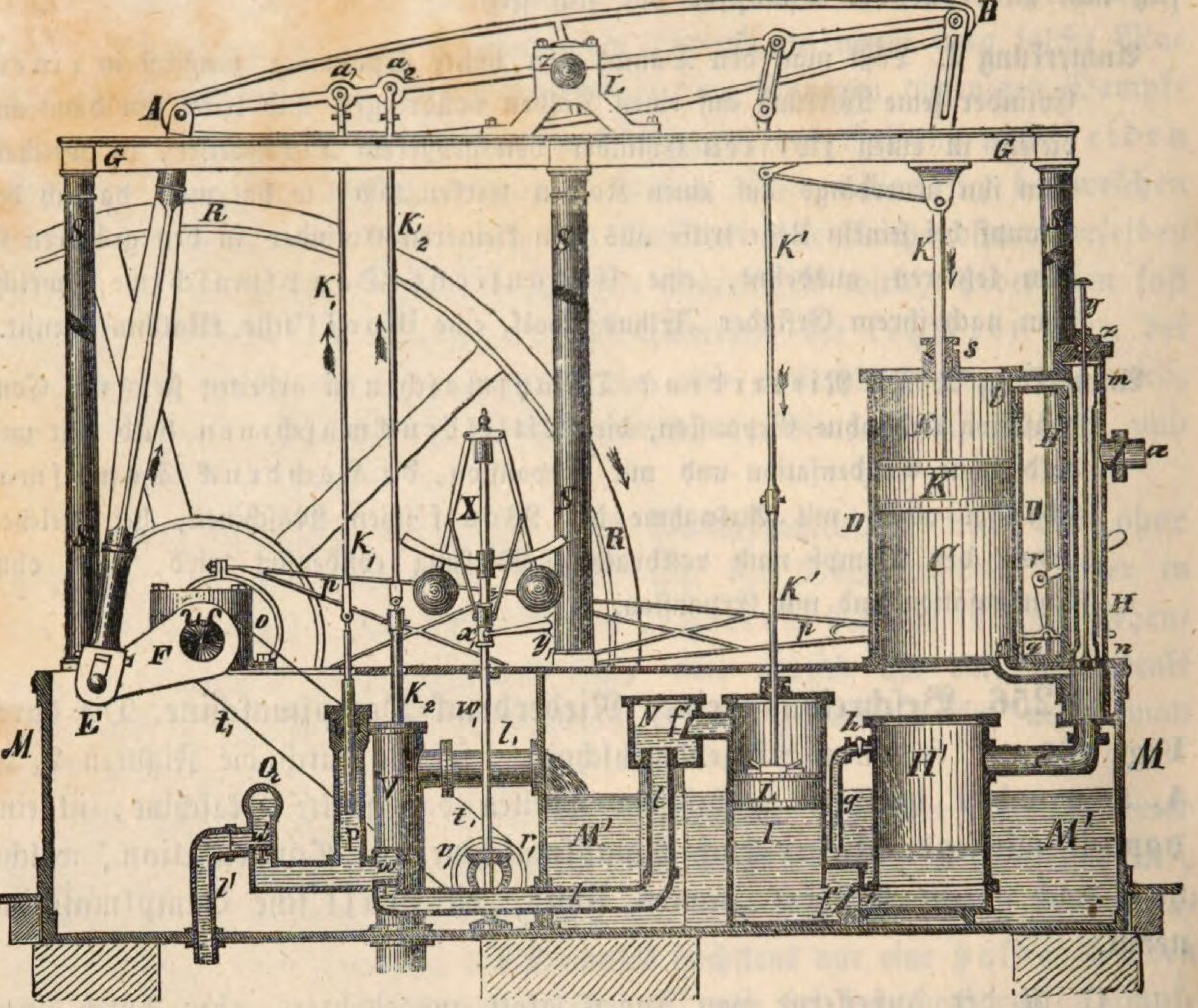


Fig. 180, 2.

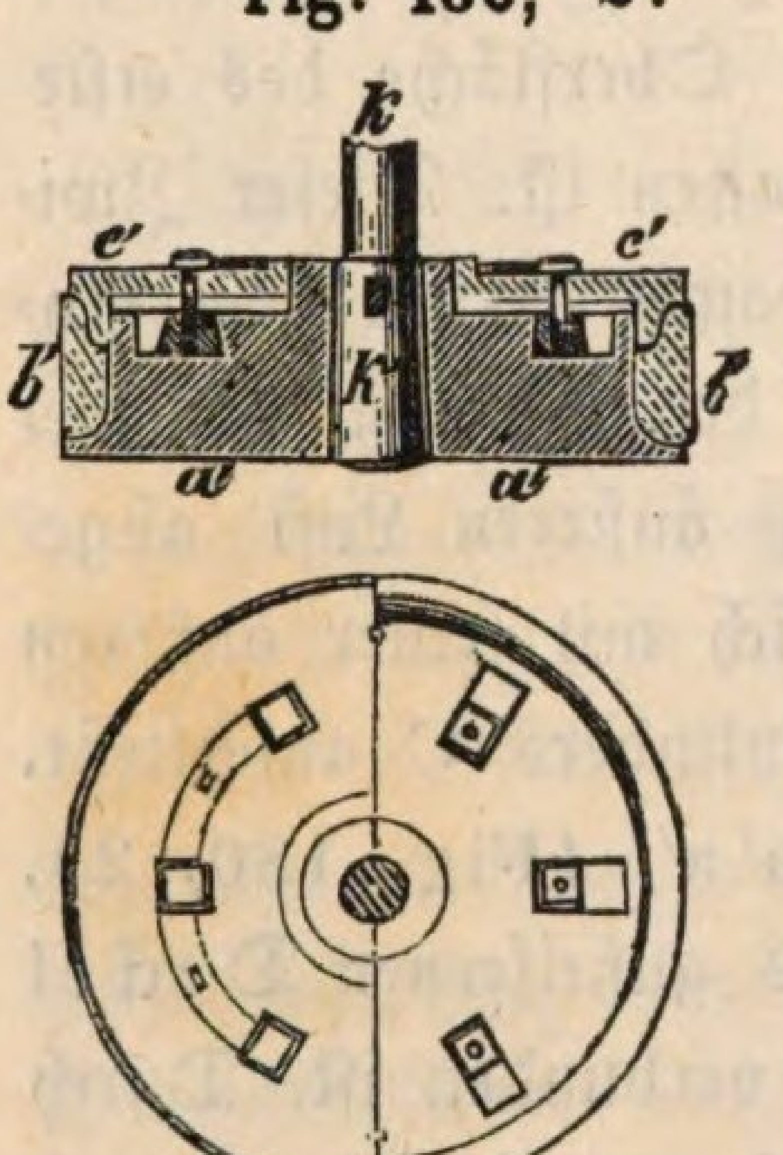
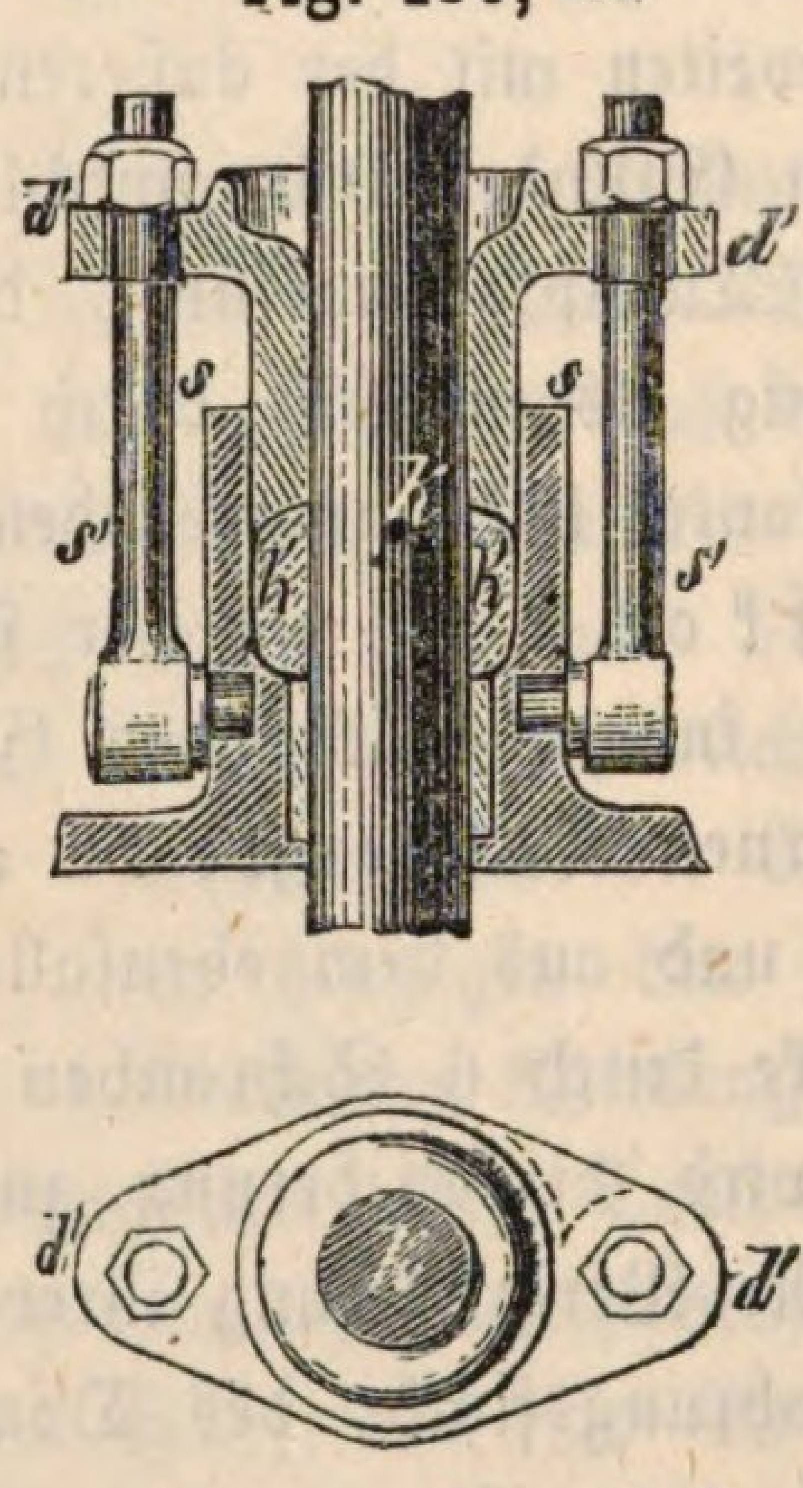


Fig. 180, 3.



oder Talg getränkten Hanfzöpfen h′h′ (der *Liederung*) so ausgefüttert ist, daß sich die hindurchgehende Kolbenstange k leicht bewegen läßt, ohne Dampf hindurch zu lassen. Die Liederung wird von oben durch einen Deckel d′d′ vermittelst zweier Ziehschrauben s′s′ zusammengedrückt. Der untere Raum der Stopfbüchse ist mit einem metallenen Futter, durch welches die Kolbenstange durchgeht, der Deckel hingegen oben mit einer Vertiefung zur Aufnahme der Schmiere versehen. Die Kolbenstange ist an ihrem oberen Ende auf die in dem §. 157 erklärte Weise vermittelst des *Watt'schen Parallelogrammes* mit dem Balancier **BA** in Verbindung gebracht, welcher vermittelst der beiden an seiner Achse befindlichen Zapfen **z** in den Lagern **L** liegt, die auf dem von sechs gußeisernen Säulen **S** getragenen, ebenfalls aus Gußeisen hergestellten Gesimse **GG** befestiget sind. An dem Ende **A** des

Balancier ist eine Schubstange **AE** aus Gußeisen eingehängt, welche an ihrem unteren Ende mit dem Zapfen der gußeisernen, auf der ebenfalls aus Gußeisen hergestellten Welle **W** befestigten Kurbel **F** in Verbindung steht.

HH ist die durch die Kanäle **b** und **c** von rechteckigem Querschnitte mit dem Cylinder communicirende Dampfkammer, in welche der im Kessel gebildete Dampf durch das Dampfrohr **a** geleitet wird. **dd** ist ein röhrenförmiger Schieber, der Dampfschieber und seiner Form wegen auch Röhrenschieber genannt, welcher sich in der Dampfkammer auf und abbewegt. Vermittelst der an demselben bei **m** und **n** (**Fig. 180, 4** und **5**) angebrachten Liederungen, wird die Dampfkammer in drei von einander getrennte Räume **1**, **2** und **3** getheilt, von denen der mittlere **1** stets mit dem Dampfrohre in Verbindung steht, der untere Raum **2** aber und der obere **3** durch die Höhlung des Schiebers mit einander communiciren. Dadurch wird bewirkt, daß bei der auf- und niedergehenden Bewegung dieses Schiebers **dd** abwechselnd der mittlere Raum **1** der Dampfkammer durch den oberen Dampfkanal **b** mit dem oberhalb des Kolbens befindlichen Raume des Cylinders in Verbindung tritt, während der unterhalb des Kolbens befindliche durch den Dampfkanal **c** mit dem unteren Raume **2** der Dampfkammer und durch diesen mit dem Rohre **e** communicirt, (welche Stellung des Schiebers aus **Fig. 180, 4** zu ersehen ist), und durch Verschiebung des Röhrenschiebers nach abwärts, (wodurch er am Ende des Schubes die aus **Fig. 180, 5** ersichtliche Stellung einnimmt), der mittlere Raum **1** der Dampfkammer durch den unteren Dampfkanal **c** mit dem unterhalb des Kolbens befindlichen Raume, hingegen der oberhalb des Kolbens liegende Cylinderraum durch den Dampfkanal **b** und die Höhlung des Schiebers mit dem Raume **2** der Dampfkammer, und vermittelst desselben mit der Röhre **e** in Communication tritt. Es wird daher der in dem mittleren Raume der Dampfkammer befindliche und den Röhrenschieber umhüllende Dampf im ersteren Falle durch den Dampfkanal **b** in den oberhalb des Kolbens liegenden

Fig. 180, 4.

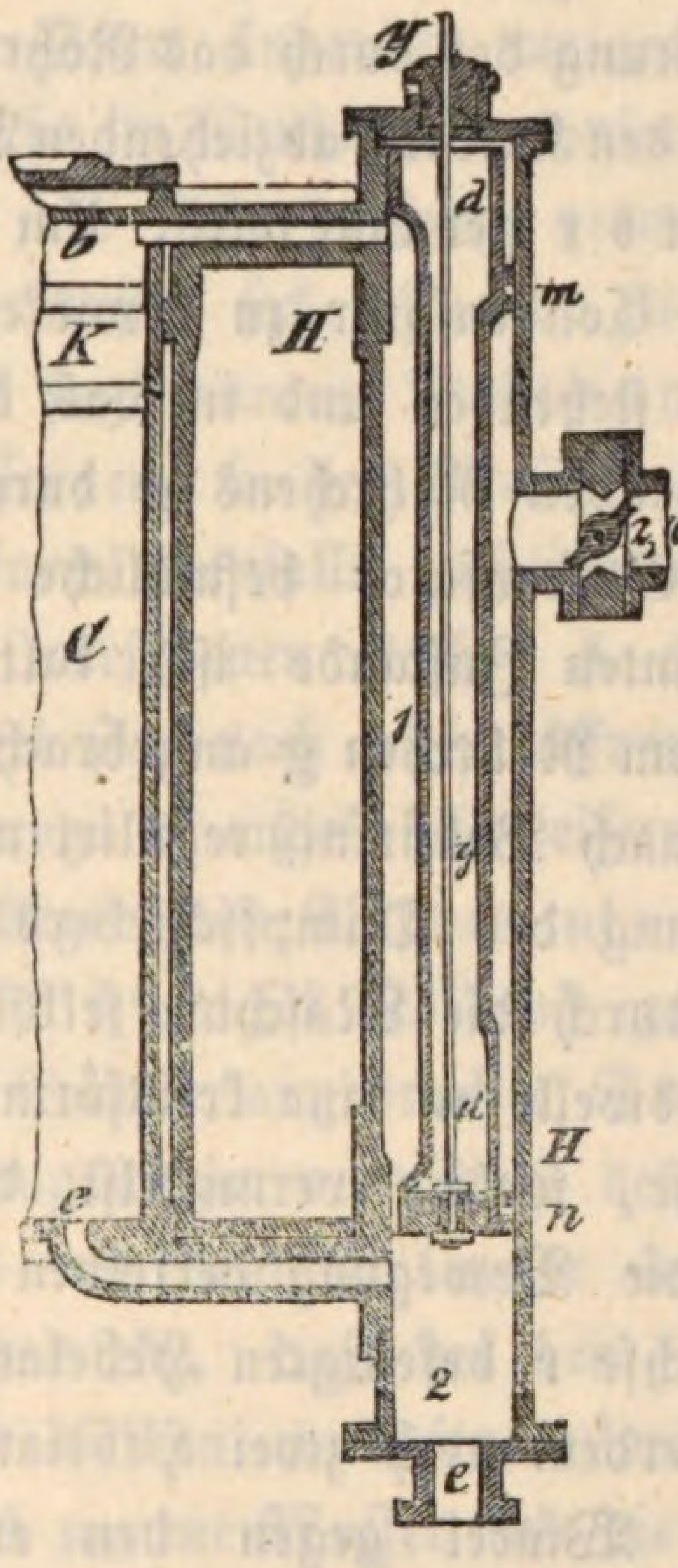
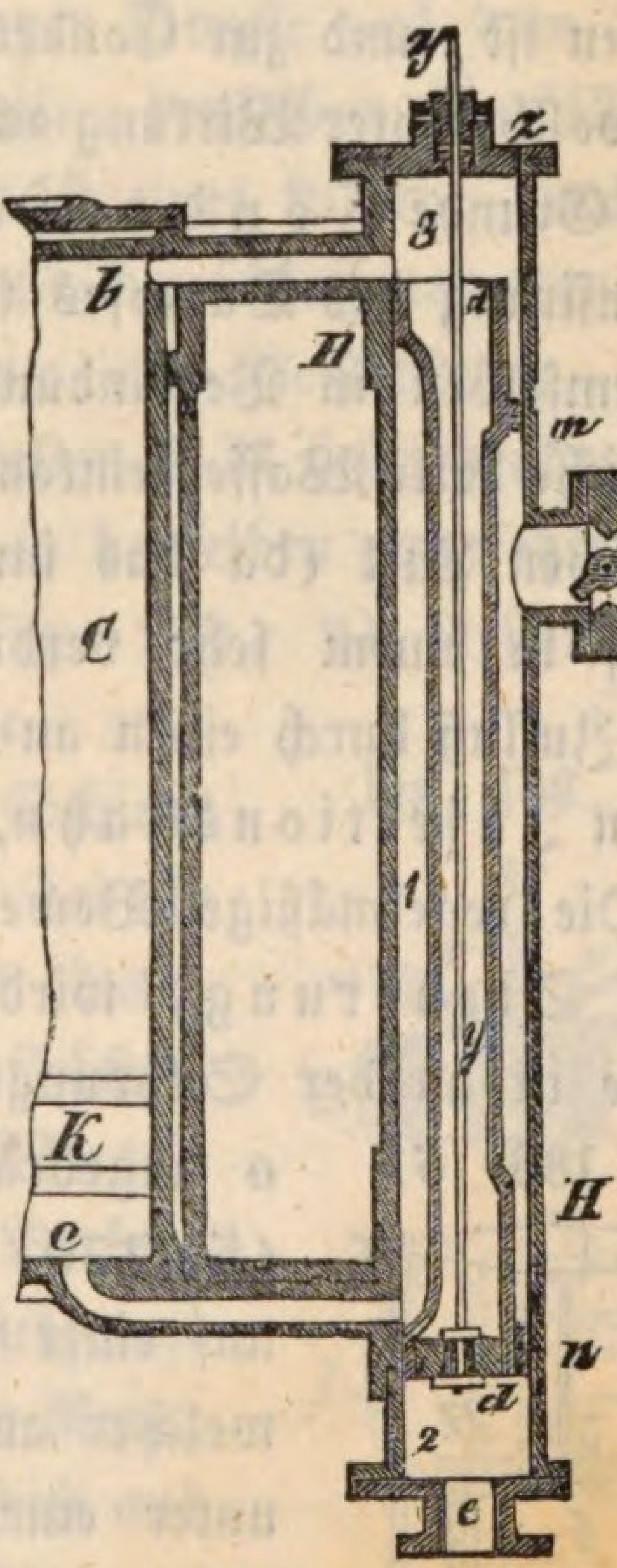


Fig. 180, 5.

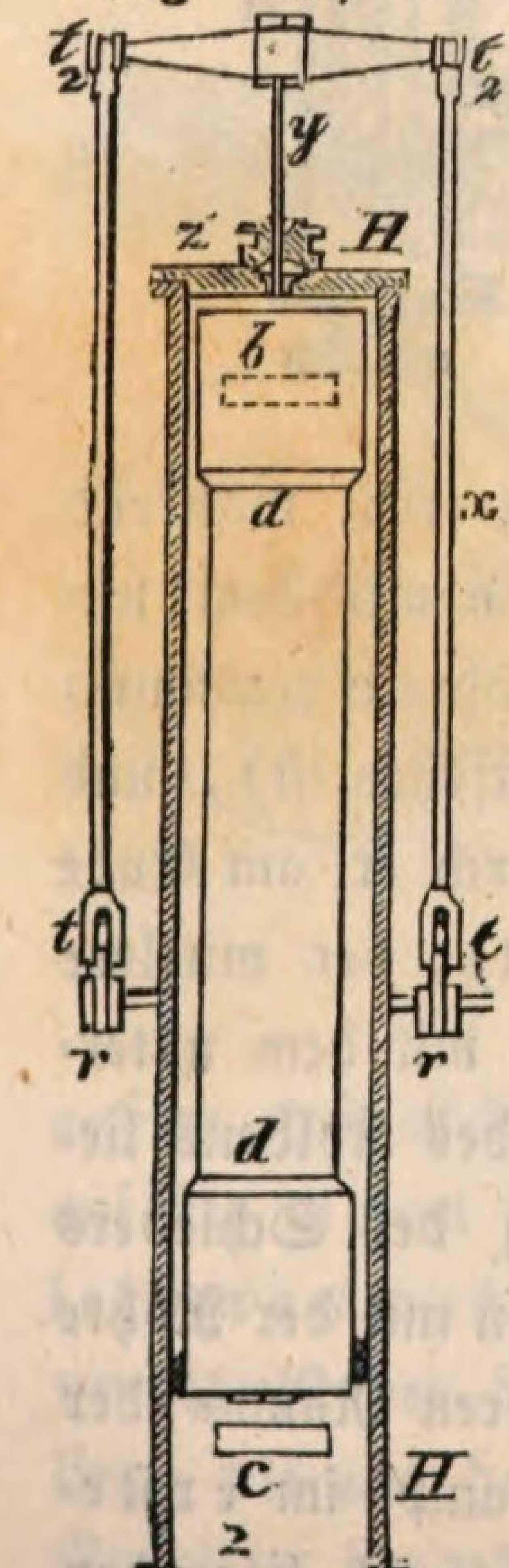


Cylinderraum strömen, in Folge seiner Expansivkraft auf den Kolben einen Druck ausüben und denselben nach abwärts bewegen, während der in dem unterhalb des Kolbens liegenden Cylinderraume befindliche Dampf, welcher früher denselben nach aufwärts bewegte, jetzt durch den Kanal c in die Röhre e gelangt. Im zweiten Falle hingegen wird der Dampf aus dem mittleren Raume der Dampfkammer durch den Dampfkanal c in den Cylinder strömen, und durch seine Einwirkung auf den Kolben denselben nach aufwärts bewegen, während der oberhalb des Kolbens befindliche Dampf durch den Dampfkanal b und den Schieber d d in die Röhre e abfließt.

H′ ist ein in dem Maschinenkasten M stehendes, oben mit einem Deckel luftdicht geschlossenes Gefäß aus Gußeisen, welches von Außen mit kaltem Wasser umgeben ist, und zur Condensirung des durch das Rohr e aus dem Cylinder C (nach vollbrachter Wirkung auf den Kolben) abziehenden Dampfes dient, und aus diesem Grunde Condensator genannt wird. Um aber eine vollständigere Condensirung des Dampfes im Condensator zu bewirken, wird vermittelst des mit demselben in Verbindung stehenden und in das in dem Maschinenkasten befindliche kalte Wasser eintauchenden Röhrchens g durch den Druck der atmosphärischen Luft (da das im Condensator befindliche Gemenge von Luft und Dampf in einem sehr verdünnten Zustande ist) kaltes Wasser eingespritzt, dessen Zufluß durch einen an dem Röhrchen g angebrachten Hahn h, den sogenannten Injectionshahn, nach Bedürfniß regulirt werden kann.

Die regelmäßige Bewegung des Dampfschiebers H H, d. i. die sogenannte Steuerung, wird durch die Maschine selbst verrichtet. Zu diesem Behufe ist an der Schwungradwelle w eine kreisförmige excentrische Scheibe o angebracht, welche vermittelst der Excentrikstange p p (§. 170) die Bewegung derselben an den Zapfen q des auf einer Achse r befestigten Hebelarmes q r überträgt, an welcher außerdem noch zwei Hebelarme r t (Fig. 180, 6) unter einem Winkel gegen den ersteren angebracht sind. Diese stehen mit zwei Lenkerstangen x in Verbindung, welche an ihrem oberen Ende an den Zapfen eines Traverses t_2 t_2 angehängt sind, der auf einer durch die Stopfbüchse z der Dampfkammer gehenden und mit dem Dampfschieber d d verbundenen Stange y y von kreisförmigem Querschnitte befestiget ist. Auf diese Weise wird die rotirende Bewegung der Schwungradwelle w in eine geradlinig hin- und hergehende des Dampfschiebers verwandelt. Weil aber derselbe bei dieser Einrichtung die Dampfkanäle nicht plötzlich, sondern nur allmälig öffnen und schließen kann, dadurch aber einerseits der in den Cylinder strömende Dampf nicht mit seiner vollen Kraft auf den Kolben wirken, und andererseits der bereits verwendete auf denselben einen schädlichen Gegendruck von belangreicher

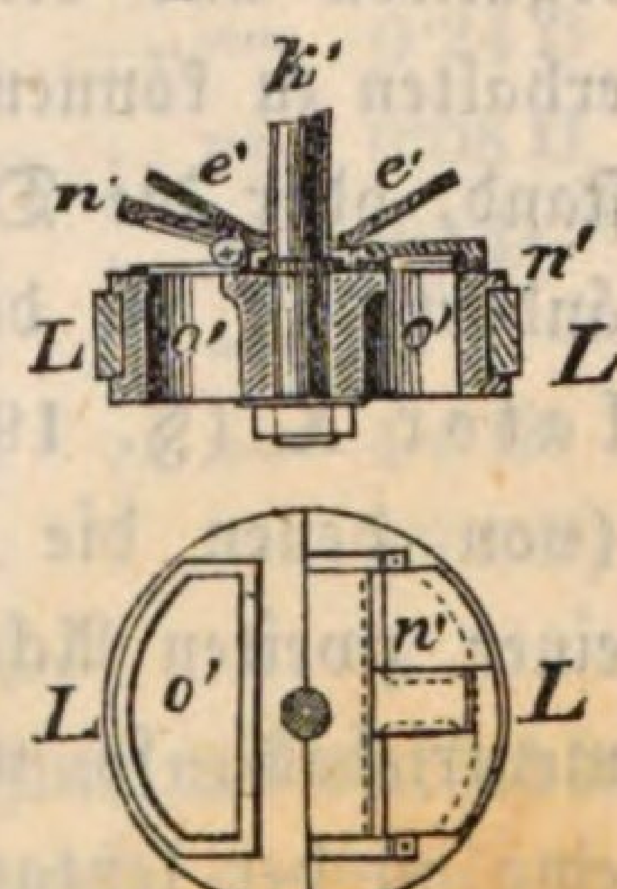
Fig. 180, 6.



Größe ausüben würde, so ist durch eine gewisse Stellung der excentrischen Scheibe zur Kurbelstellung dafür gesorgt, daß der Röhrenschieber die Dampfkanäle schon zu eröffnen und zu schließen beginnt, bevor der Kolben seinen Schub vollendet hat, wodurch erzielt wird, daß der frisch zuströmende Dampf beim Beginne des nächsten Kolbenschubes mit seiner ganzen Kraft auf den Kolben wirken und eben so der bereits verwendete rechtzeitig nach dem Condensator abfließen kann. Man nennt diese dem Dampfkolben voraus gehende Bewegung des Dampfschiebers das Voreilen desselben.

Damit sich das Wasser, welches durch Condensirung des bei jedem Kolbenspiele aus dem Cylinder **C** durch das Rohr **e** in den Condensator strömenden Dampfes gebildet wird, ferner das Injectionswasser und die Luft, welche bei dem im Condensator Statt findenden nur geringen Drucke aus dem Injectionswasser frei wird, nicht im Condensator ansammle, denselben überfülle und seine Wirkung paralysire, so steht derselbe vermittelst eines kurzen, durch eine schief liegende und nach Außen sich öffnende Klappe **f** geschlossenen Kanales **i** mit einer Pumpe **I**, der sogenannten Luftpumpe, in Verbindung. Diese besteht aus einem gußeisernen, in dem Maschinenkasten **MM** feststehenden hohlen Cylinder, so wie einem ebenfalls gußeisernen in denselben eingesetzten und mit einer Hanfliederung versehenen Kolben **L** (**Fig. 180, 7**), dessen beide Höhlungen **o′** durch zwei sich nach oben öffnende, und durch die an der Kolbenstange **k′** angebrachte eiserne Schiene **e′ e′** in ihrem Spiele begrenzten Klappen **n′**, **n′** bedeckt sind. Die Kolbenstange **k′ k′** dieses Kolbens geht durch eine an dem Deckel der Pumpe angebrachte Stopfbüchse, und steht der Geradführung wegen vermittelst des Watt'schen Parallelogrammes mit dem Balancier in Verbindung. Dadurch wird bewirkt, daß bei dem Aufgange des Kolbens unterhalb desselben ein luftverdünnter Raum entsteht, in welchen das warme Wasser und die Luft aus dem Condensator durch den Kanal **i** bei geöffneter Klappe **f** hineinströmen; hingegen wird bei dem Niedergange dieses Kolbens die Klappe geschlossen und es tritt das unterhalb desselben durch Aufsaugung befindliche Gemenge von warmen Wasser und Luft durch die Höhlungen des Kolbens bei geöffneten Klappen **n′** in den oberhalb desselben befindlichen Raum und wird bei dem nächstfolgenden Aufgange dieses Kolbens, (da sich die Klappen desselben schließen) durch den mit einer ebenfalls schief liegenden Klappe **f′** verschließbaren Kanal in den Ausgußkasten **N** geführt, von wo es durch das Saugrohr **ll** bei geöffnetem Ventile **w** in den Körper der mit einem Brahmah'schen Kolben versehenen Druckpumpe **P**, welche man die Warmwasserpumpe, oder da sie zur Speisung des Dampfkessels mit dem warmen Wasser dient, auch die Speisepumpe nennt, gelangt, deren Kolben vermittelst einer Stange k_1 k_1 an den Bolzen a_1 des Balancier angehängt ist. Auf diese Weise wird sonach bei jedem Aufgange des Kolbens das Wasser aus dem Ausgußkasten

Fig. 108, 7.



N vermittelst des Saugrohres l angesaugt, und bei jedem Niedergange desselben durch das Druckrohr l' in ein Reservoir hinaufgepumpt, aus welchem der Kessel gespeiset wird. Dadurch aber wird ein Theil der Wärme des Dampfes wieder nutzbringend gemacht, und außerdem noch der Kessel mit reinem, bereits destillirtem Wasser gespeiset und somit die Kesselsteinbildung sehr vermindert.

Q ist ein Windkessel, welcher zur Aufsammlung der mit dem warmen Wasser gemengten Luft und zur Schwächung der Stöße bei jedem Wechsel des Kolbenspieles dient. Da aber nicht alles von der Luftpumpe in den Ausgußkasten N geschaffte Wasser zur Speisung des Dampfkessels benöthiget wird, so läßt man den überflüssigen Theil desselben durch ein an diesem Kasten seitlich angebrachtes Rohr abfließen.

Außerdem befindet sich noch an dieser Maschine eine Saug- und Hebepumpe V, die Kaltwasserpumpe genannt, deren Kolben vermittelst einer Stange k_2 an dem Bolzen a_2 des Balancier angehängt ist. Sie dient zur Beischaffung des kalten Wassers, welches zur steten Nachfüllung des Wasserkastens M'M' (in dem der Condensator und die Luftpumpe sich befinden) erforderlich ist, während durch ein an der Seite desselben befindliches Rohr ein fortwährender Abfluß aus diesem Statt findet.

Zur Regulirung der Bewegung der Maschine ist an der Welle w ein Schwungrad R (§. 184) angebracht. Um aber auch den Dampfzufluß reguliren und die Maschine bei der normalen Geschwindigkeit der Bewegung erhalten zu können, wenn sich der vermittelst derselben zu überwindende Widerstand, oder die Dampfspannung, oder der Zustand der Condensation u. s. w. ändert, ist an dieser Maschine noch ein Watt'scher Centrifugalregulator X (§. 192) angebracht, welcher vermittelst eines aus zwei Scheiben (von denen die eine an der Schwungradwelle, die andere r_1 hingegen an einer zweiten Achse befestiget ist) und einem Riemen t_1 t_1 bestehenden Riementriebes, so wie vermittelst zweier conischen Räder v_1, (von denen das eine an der letztgenannten Achse, das andere hingegen an der Regulatorachse w_1 angebracht ist), mit der Dampfmaschine in Verbindung steht und durch diese in eine rotirende Bewegung versetzt wird. Die durch die Centrifugalkraft der Schwungkugeln auf- oder abbewegte Hülse dieses Regulators wird von dem gabelförmigen Ende x_1 des Hebelarmes $x_1 y_1$ umfaßt. Dieser steht mit einer Hebelverbindung im Zusammenhange, mittelst welcher die Bewegung vom Regulator auf die in dem Dampfrohre a angebrachte Drosselklappe z_1 übertragen wird. Auf welche Art und Weise die Regulirung der Bewegung der Maschine durch die Drosselklappe vor sich geht, ist in dem §. 192 bereits erklärt worden.

Anmerkung. Bezeichnet D den Durchmesser des Dampfcylinders einer Niederdruck-Dampfmaschine in Fußen, so hat man sich zum Behufe der Construction dieser Maschine der nachfolgenden Regeln zu bedienen:

Geschwindigkeit des Kolbens in Fußen . . . $v = 1·455 + 1·494 \sqrt{D}$

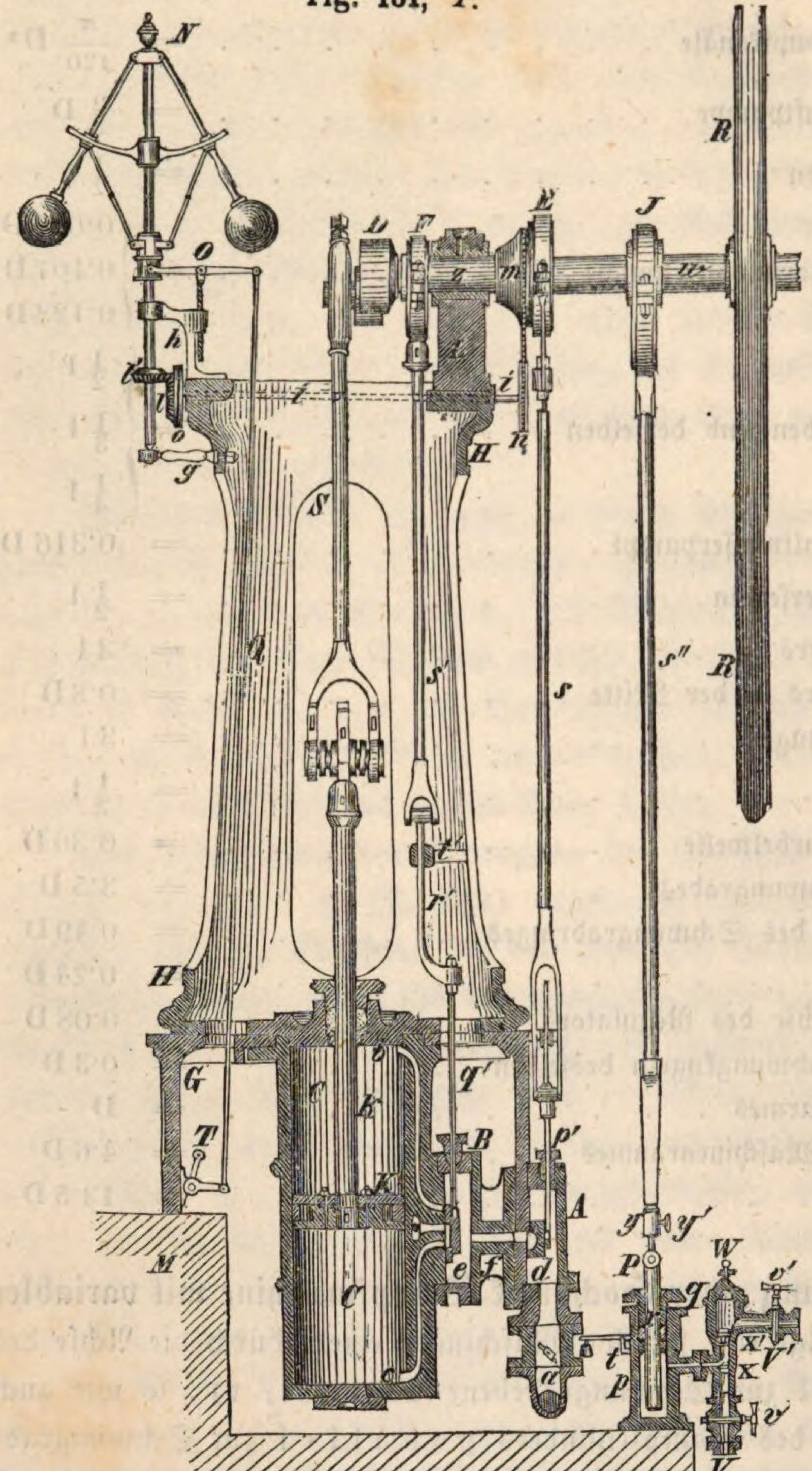
Länge des Kolbenschubes in Fußen . . . . $l = \frac{1}{7} (19 - 1·58 D) D$

Durchmesser des Dampfrohres	=	0·2 D
Querschnitt der Dampfkanäle	=	$\frac{\pi}{120}$ D²
Durchmesser der Luftpumpe	=	$\frac{2}{3}$ D
Kolbenschub derselben	=	$\frac{1}{2}$ l
Durchmesser der Warmwasserpumpe	=	0·087 D 0·107 D 0·123 D
Entsprechender Kolbenschub derselben	=	$\frac{1}{2}$ l $\frac{1}{3}$ l $\frac{1}{4}$ l
Durchmesser der Kaltwasserpumpe	=	0·316 D
Der Kolbenschub derselben	=	$\frac{1}{2}$ l
Länge des Balanciers	=	3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte	=	0·8 D
Länge der Schubstange	=	3 l
Kurbellänge	=	$\frac{1}{2}$ l
Durchmesser der Kurbelwelle	=	0·30 D
Halbmesser des Schwungrades	=	3·5 D
Radiale Dimension des Schwungradringes	=	0·49 D
Dicke desselben	=	0·24 D
Durchmesser der Achse des Regulators	=	0·08 D
Durchmesser der Schwungkugeln desselben	=	0·3 D
Länge eines Pendelarmes	=	D
Breite des ganzen Maschinenraumes	=	4·6 D
Länge desselben	=	13·5 D

§. 257. Beschreibung einer Hochdruck-Dampfmaschine mit variabler Expansion. Fig. 181 zeigt eine solche Maschine in einem durch die Achse des Dampfcylinders normal zur Schwungradebene (Fig. 181, 1), so wie auch in einem durch die Achse des Dampfcylinders parallel zur Schwungradebene geführten Verticaldurchschnitte (Fig. 181, 2), und endlich in einem durch den oberen Theil des Maschinengestelles geführten Horizontaldurchschnitte (Fig. 181, 3).

C ist der gußeiserne Dampfcylinder, welcher vermittelst der an seinem oberen Ende angebrachten Flantsche an der Platte eines ebenfalls gußeisernen und auf einem aus Quadersteinen bestehenden Fundamente **M** befestigten Sockels **G** des Maschinengestelles angeschraubt ist; **K** ist der Dampfkolben, welcher, so wie der Hanfkolben der in dem vorhergehenden Paragraphe beschriebenen Niederdruck-Dampfmaschine, aus einem gußeisernen Kolbenstocke und einem mit demselben durch Schrauben verbundenen Kolbendeckel von dem nämlichen Materiale besteht, zwischen welchen sich als Liederung zwei auf der Platte des Kolbenstockes neben einander liegende und sich federnde concentrische

Fig. 181, 1.

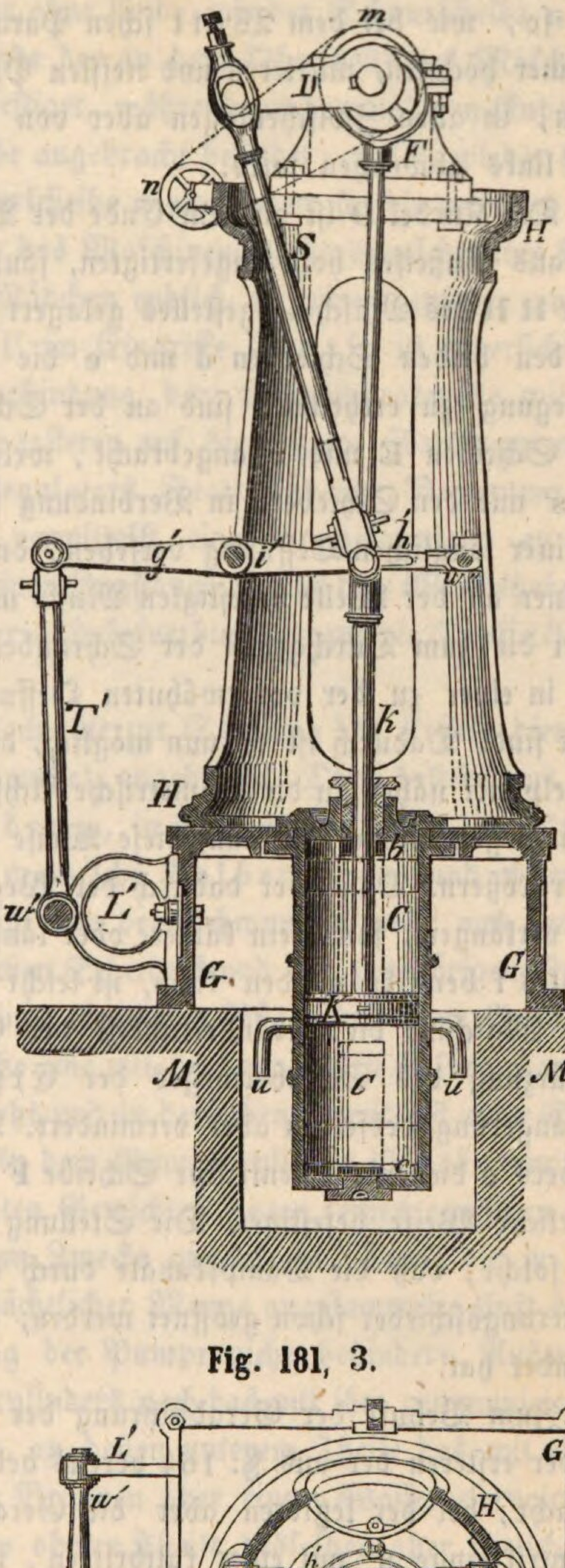


Ringe aus Metall befinden, welche, um ihnen eine Federkraft zu ertheilen, im Inneren excentrisch (d. i. die Dicke derselben an einem Punkte ihres Umfanges am stärksten ist, von da aber beiderseits abnimmt), und überdieß an ihrer schwächsten Stelle der ganzen Höhe nach durchschnitten sind. Der äußere Ring legt sich in Folge seiner Federkraft an die innere Cylinderfläche an und bringt dadurch einen dampfdichten Schluß des Kolbens hervor, während der innere, welcher in dem äußeren so liegt, daß seine Trennungsfuge derjenigen des äußeren diametral gegenüber steht, vermöge seiner Federkraft auf den äußeren wirkt, und dessen Wirkung unterstützt, indem er ein gleichmäßigeres Anlegen des ersteren an der inneren Cylinderfläche bezweckt.

b und **c** sind die Dampfkanäle, durch welche der Dampf abwechselnd oberhalb und unterhalb des Kolbens gelangt. Zu diesem Behufe ist an dem Cylinder **C** die Dampfkammer **B** angebracht, in welcher der die abwechselnde Vertheilung des Dampfes bewirkende Steuerungsschieber **e**, welcher ein sogenannter Muschelschieber ist, sich auf und abbewegt, und dabei abwechselnd stets den einen der beiden Dampfkanäle mit der Dampfkammer, den anderen dagegen vermittelst seiner Aushöhlung mit einem zwischen den beiden Dampfkanälen liegenden Kanale in Communication setzt, durch welchen der Dampf, nachdem er seine Wirkung auf den Kolben vollbracht hat, aus dem Cylinder in die beiden Röhren **u u** (**Fig. 181, 2**) und durch diese in die freie Luft geleitet wird. **A** ist eine zweite mit der ersteren (**B**) durch einen

Kanal f communicirende Dampfkammer, in welche der Dampf durch die mit einer Drosselklappe verschließbare Röhre a aus dem Dampfkessel gelangt, d aber ein in dieser Dampfkammer sich befindender Schieber, der Expansionsschieber genannt, welcher bei seinem Auf- und Niedergange die Mündung des Kanales f abwechselnd öffnet und verschließt, und auf diese Weise die Communication zwischen den beiden Dampfkammern **A** und **B** abwechselnd herstellt und unterbricht.

Fig. 181, 2.



Die Kolbenstange **k** ist an ihrem oberen Ende mit der unten gabelförmig geformten Schubstange **S** aus Schmiedeisen, welche oben an dem Zapfen der Kurbel **D** eingehängt ist, durch einen Querbolzen charnierartig verbunden. Die Geradführung der Kolbenstange wird durch einen, ein bewegliches Parallelogramm vorstellenden Mechanismus bewirkt. Dieser besteht aus zwei parallelen, einen Balancier bildenden Schienen **g' g'** (**Fig. 181, 2** und **3**) von Schmiedeisen, welche den Querbolzen, an dem die Kolbenstange eingehängt ist, mit dem oberen Ende des um den Punkt **w'** oscillirenden Trägers **T'** verbinden, zu welchem Behufe der letztere auf einer Achse **w' w'** befestiget ist, die mit ihren Zapfen in den Seitenlagern **L' L'** ruht, ferner aus zwei ebenfalls parallelen und um eine fixe Achse **w''** drehbaren Schienen **h' h'**, den sogenannten Gegenlenkern,

Fig. 181, 3.



welche an dem durch die Schienen **g' g'** durchgesteckten Querbolzen **i' i'** eingehängt sind. Es ist nun leicht einzusehen, (und läßt sich sowohl durch Rechnung, als auch im Wege der geometrischen Construction dieses Mechanismus nach-

weisen), daß der Aufhängepunkt der Kolbenstange bei dieser Geradführung eben so, wie bei dem Watt'schen Parallelogramme (§. 157) ebenfalls nur in seiner höchsten, mittleren und tiefsten Position in der Achsenlinie des Kolbens liegen, in allen Zwischenlagen aber von dieser Linie um Etwas nach rechts oder links abweichen wird.

Die Kurbel D ist an dem Ende der Welle w aufgekeilt, welche bei z auf dem aus Gußeisen hohl angefertigten, säulenförmigen und durchbrochenen Obertheile H H des Maschinengestelles gelagert ist, und das Schwungrad **R R** trägt. Um den beiden Schiebern d und e die erforderliche auf- und niedergehende Bewegung zu ertheilen, sind an der Schwungradwelle noch zwei excentrische Scheiben E und F angebracht, welche vermittelst der Excentrikstangen s und s' mit den Schiebern in Verbindung stehen. Die erstere Scheibe (E) ist mit einer länglichen Oeffnung versehen, durch welche die Welle geht, und bloß an einer an der Welle befestigten Muffe m durch zwei Schrauben angeschraubt, wobei die zum Durchgehen der Schraubenbolzen bestimmten Oeffnungen ebenfalls in einer zu der vorerwähnten Oeffnung parallelen Richtung länglich geformt sind. Dadurch ist es nun möglich, diese Scheibe derart zu stellen, daß ihr Mittelpunkt näher an die geometrische Achse der Welle oder von dieser entfernter zu liegen kommt, und auf diese Weise ihre Excentricität zu verkleinern oder zu vergrößern. Daß aber dadurch der Weg des Expansionsschiebers d verkürzt oder verlängert, somit ein kürzere oder längere Zeit dauerndes Offenbleiben des Kanales f bewirkt werden kann, ist leicht zu begreifen. Auf diese Weise ist an dieser Maschine die Veränderlichkeit der Expansion erzielt, und es wird durch Verkürzung des Schieberweges der Expansionsgrad vergrößert, durch Verlängerung desselben aber vermindert. Die zur Bewegung des Steuerungsschiebers e dienende excentrische Scheibe F ist aber an der Welle auf eine unveränderliche Weise befestiget. Die Stellung dieser Scheibe gegen die Kurbel ist eine solche, daß die Dampfkanäle durch den mit ihr in Verbindung stehenden Steuerungsschieber schon geöffnet werden, bevor der Dampfkolben seinen Schub vollendet hat.

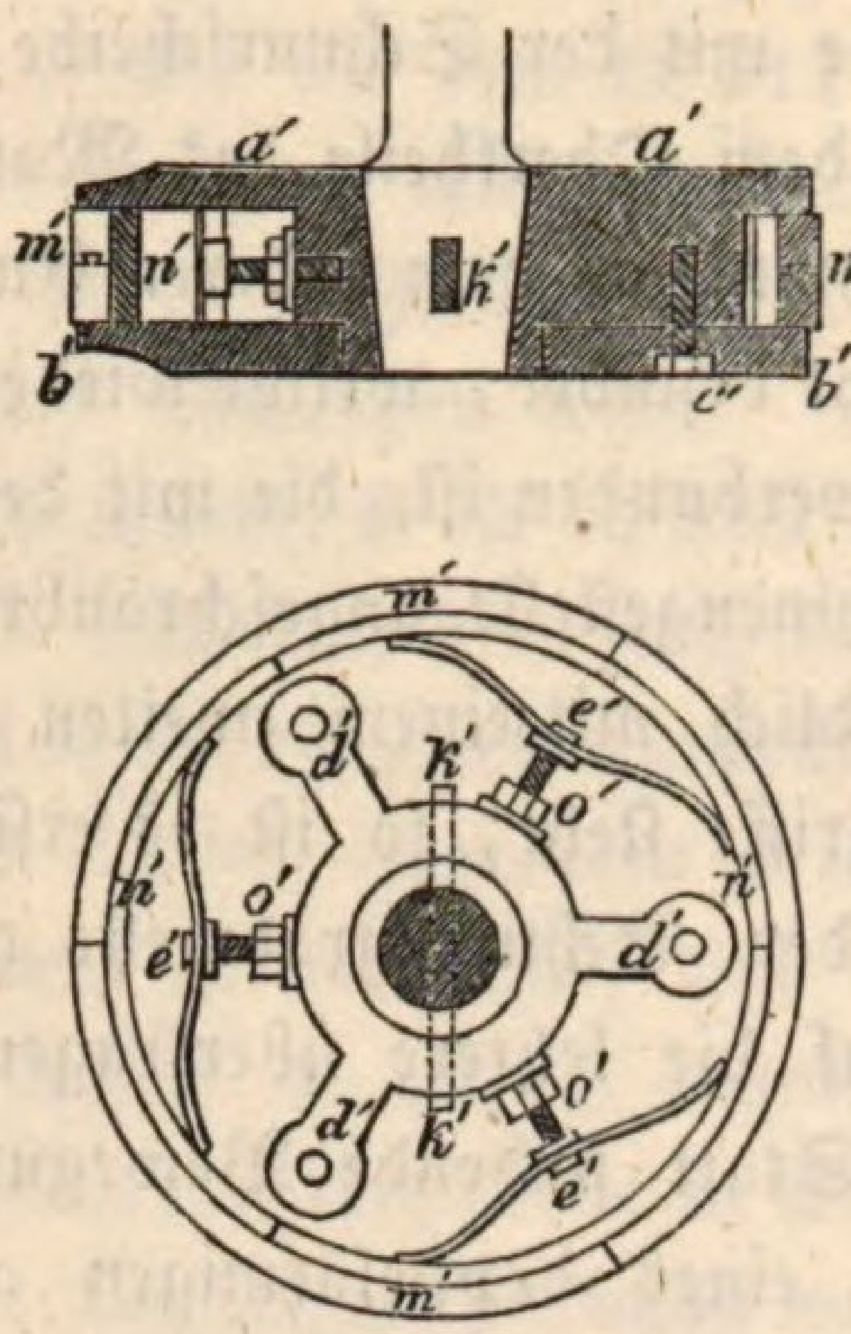
Zum Behufe der Geradführung der beiden Schieberstangen p' und q' ist bei der ersteren der aus §. 164 bereits bekannte Mechanismus zur Anwendung gebracht, bei der letzteren aber die Geradführung dadurch bewirkt, daß die Excentrikstange s' mit einer kalibrirten, unten hakenförmig abgebogenen und durch eine am Obertheile **H H** des Maschinengestelles angebrachte Leitungsbüchse t' gehenden Stange r' in Verbindung steht, an deren Bug die an ihrem oberen Ende mit einem Schraubengewinde versehene Schieberstange q' durch zwei Muttern befestiget ist.

Zur Regulirung der Bewegung der Maschine ist an derselben der Watt'sche Centrifugalregulator N angebracht, dessen Achse von einem an dem Obertheile **H H** des Maschinengestelles angeschraubten Träger g getragen, außerdem aber von einem ebenfalls an diesem Gestelle befestigten Ständer h gehalten wird. Sie erhält ihre rotirende Bewegung von der Schwungradwelle,

zu welchem Zwecke die an derselben befestigte Muffe m mit einem Schnurlaufe versehen, und vermittelst einer Schnur ohne Ende mit der Schnurscheibe n verbunden ist. Diese ist an dem einen Ende der an dem Obertheile des Maschinengestelles seitlich gelagerten Achse i i befestiget, während an dem anderen Ende derselben sich ebenfalls eine Schnurscheibe angebracht befindet, welche wieder durch eine Schnur ohne Ende mit der Schnurscheibe o verbunden ist, die mit dem conischen Rädchen l ein, sich um eine in das Maschinengestelle angeschraubte Achse drehendes Ganze bildet. Da dieses Rädchen endlich mit einem zweiten an der Regulatorachse befestigten Rädchen l′ im Eingriffe steht, so ist es ersichtlich, daß durch die eben beschriebene Verbindung der Schwungradwelle mit der Regulatorachse die Bewegung von der ersteren auf die letztere übertragen wird. Die während der Thätigkeit des Regulators Statt findende Bewegung der verschiebbaren Regulatorhülse wird vermittelst eines doppelarmigen an dem Ständer h gestützten Hebels O und einer Zugstange Q auf den Winkelhebel T, und von diesem vermittelst einer weiteren Hebelverbindung auf die Drosselklappe übertragen.

Außerdem ist an der Maschine noch eine zur Speisung des Kessels dienende Pumpe P (eine Saug- und Druckpumpe) angebracht. Diese besteht aus dem unten geschlossenen Pumpencylinder p, in welchem der durch eine Stopfbüchse q wasserdicht gehende Brahmah'sche Kolben r auf und abbewegt wird. Die Bewegung desselben erfolgt von der Schwungradwelle aus vermittelst der an dieser befestigten excentrischen Scheibe I und der zugehörigen Excentrikstange s″, die an ihrem unteren einen länglichen Bügel bildenden Ende mit einer Hülse y versehen ist, durch welche eine mit dem genannten Kolben charnierartig verbundene cylindrische Stange geht und in derselben vermittelst einer Stellschraube y′ festgestellt werden kann. An dem Pumpencylinder ist das vermittelst eines an einem Winkelhebel angehängten Gewichtes gegen seinen conischen Sitz angedrückte Sicherheitsventil t zu dem Zwecke angebracht, damit die in dem Inneren dieses Cylinders oft in beträchtlicher Menge angesammelte Luft durch dasselbe abfließen kann und den Gang der Pumpe nicht behindere. Außerdem befindet sich an der Seite des Pumpencylinders noch das mit ihm communicirende Ventilgehäuse W (aus Metall), an dessen unterem Theile das mit einem Hahne v verschließbare und mit einem Brunnen oder einem Wasserreservoire in Verbindung stehende Saugrohr V, am oberen Theile desselben aber seitlich das ebenfalls mit einem Hahne v′ verschließbare, meistentheils in einen Vorwärmer ausmündende Steigrohr V′ angebracht ist. x und x′ sind zwei conische Ventile, von welchen das erstere, das Saugventil genannt, einen kleineren Durchmesser hat, als das letztere, welches man das Druckventil nennt. Der obere Theil des Ventilgehäuses ist durch einen vermittelst eines Bügels und einer durch denselben gehenden Schraube an demselben befestigten Deckel geschlossen. Soll die Pumpe während des Ganges der Maschine außer Betrieb gesetzt werden, so geschieht dieses einfach durch das Losschrauben der Stellschraube y′, indem dadurch die Excentrikstange mit ihrer Hülse auf der cylindrischen Stange des Kolbens auf- und abgleiten wird, ohne diese mitzunehmen.

Fig. 181, 4.



Anmerkung 1. Fig. 181, 4 stellt einen Metallkolben vor, welcher sich durch Erfahrung als vorzüglich bewährt hat. Derselbe besteht aus dem gußeisernen Kolbenstocke a′ a′, welcher an der unten conisch geformten Kolbenstange vermittelst eines Keiles k′ befestiget ist, ferner aus dem ebenfalls gußeisernen Deckel b′ b′, welcher durch drei Schrauben c′ an die drei von der Kolbenstockhülse auslaufenden Arme d′ angeschraubt ist, und aus zwei Metallringen m′ und n′, welche die Liederung bilden. Jeder der beiden Ringe besteht aus drei Stücken, welche stumpf zusammenstoßen und an diesen Stellen einander decken. Der äußere Ring ist seiner Breite nach aus zwei durch einen Falz mit einander verbundenen Ringen zusammengesetzt. Die drei Stahlfedern e′, welche sich durch Schrauben o′ anspannen lassen und mit ihren Enden an dem inneren Ringe anliegen, bewirken, daß der äußere Ring gegen die innere Wandfläche des Cylinders angedrückt wird, und auf diese Weise einen dampfdichten Schluß hervorbringt.

Anmerkung 2. Ist D der Durchmesser des Dampfcylinders einer Hochdruck-Dampfmaschine mit Expansion und ohne Condensation in Fußen, so kann man zum Behufe der Construction einer solchen Maschine folgende Regeln anwenden:

Geschwindigkeit des Dampfkolbens in Fußen . .	$v = 0{\cdot}54\,(1 + 5{\cdot}6\sqrt{D})$
Länge des Kolbenschubes in Fußen	$l = (2{\cdot}8 - 0{\cdot}32\,D)\,D$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0{\cdot}2\,D$
Querschnitt der Dampfkanäle	$= \frac{\pi}{120}\,D^2$
Durchmesser der Warmwasserpumpe	$= \begin{cases} 0{\cdot}09\,D \\ 0{\cdot}12\,D \\ 0{\cdot}14\,D \end{cases}$
Entsprechender Kolbenschub derselben	$= \begin{cases} \frac{1}{2}\,l \\ \frac{1}{3}\,l \\ \frac{1}{4}\,l \end{cases}$
Länge der Schubstange	$= 3\,l$
Kurbellänge	$= \frac{1}{2}\,l$
Durchmesser der Kurbelwelle	$= 0{\cdot}37\,D$
Halbmesser des Schwungrades	$= 4{\cdot}02\,D$
Radiale Dimension des Schwungradringes . . .	$= 0{\cdot}562\,D$
Breite desselben	$= 0{\cdot}281\,D$

§. 258. Bestimmung des Nutzeffectes der stationären Dampfmaschinen. Bezeichnet F die Querschnittsfläche des Kolbens einer Dampfma-

schine ohne Expansion in Quadratfußen, p den Druck des Dampfes in Pfunden auf einen Quadratfuß der Querschnittsfläche des Kolbens, und v die mittlere Geschwindigkeit in Fußen, mit welcher sich derselbe im Cylinder bewegt, so gibt das Product **F p** den Totaldruck des Dampfes auf den Kolben und das Product **F p v** den theoretischen Effect desselben in Fußpfunden. Bezeichnet ferner q den auf einen Quadratfuß der Fläche des Kolbens bezogenen und der Bewegung desselben entgegenwirkenden Gegendruck von Seite des aus dem Cylinder nach vollbrachter Wirkung abziehenden Dampfes in Pfunden, so ist **F q v** der durch diesen Gegendruck hervorgebrachte Effectverlust in Fußpfunden. Der theoretische Effect einer Dampfmaschine ohne Expansion wird sonach durch den Ausdruck

$$E = Fpv - Fqv = F(p-q)v \text{ Fpf}$$

gemessen.

Da aber ein Theil dieses Effectes durch Dampfverluste und Abkühlung des Dampfes verloren geht, ein anderer Theil hingegen von den schädlichen Widerständen der Maschine, als: von der Reibung der Kolben (des Dampfkolbens, des Kolbens der Luftpumpe so wie der Kalt- und Warmwasserpumpe), von der Reibung aller um Zapfen oder Achsen sich drehenden Maschinenbestandtheile, von dem Widerstande, welchen die Schieber und Ventile dem Oeffnen und Schließen entgegensetzen, u. s. w. consumirt wird, so muß man, um den Nutzeffect einer solchen Dampfmaschine zu erhalten, obigen Ausdruck noch mit einem Erfahrungscoefficienten k multipliziren, welcher sich nach der Größe der Maschinen und den verschiedenen Systemen derselben ändert. Bezeichnet nun E_n diesen gesuchten Nutzeffect einer Dampfmaschine ohne Expansion in Fußpfunden, so hat man

$$E_n = kF(p-q)v \ldots (1,$$

oder, wenn man mit N_n diesen Nutzeffect in Pferdekräften ausgedrückt bezeichnet, wegen $E_n = 430\, N_n$,

$$N_n = \frac{k}{430} F(p-q)v \ldots (2$$

zu setzen. Ist ferner n die Hubzahl des Dampfkolbens in jeder Minute und l die Hublänge desselben, so kann der Nutzeffect einer Dampfmaschine ohne Expansion, wegen $\frac{nl}{60} = v$, auch durch

$$N_n = \frac{k}{25800} Fnl(p-q) \ldots (3$$

ausgedrückt werden. Bezeichnet endlich **M** die in jeder Secunde von der Maschine verbrauchte Dampfmenge in Cubikfußen, so ist ohne Berücksichtigung des schädlichen Raumes im Cylinder und der Dampfverluste zwischen der Umfangsfläche des Kolbens und der inneren Cylinderfläche $M = Fv$, so daß sich durch Substitution dieses Werthes in der Gleichung 2 für den Nutzeffect einer solchen Maschine der Ausdruck

$$N_n = \frac{k}{430} M(p-q) \ldots (4$$

ergibt.

Der Erfahrung zu Folge hat man bei gut construirten und im guten Zustande erhaltenen Niederdruck-Dampfmaschinen (ohne Expansion)

von 4 bis 10 Pferdekraft	. . . . .	k	=	0·50
„ 10 „ 30 „	. . . . . .	„	=	0·56
„ 30 „ 60 „	. . . . . .	„	=	0·60
„ 60 „ 100 „	. . . . . .	„	=	0·65,

hingegen bei Hochdruck-Dampfmaschinen (unter denselben Voraussetzungen)

von 4 bis 10 Pferdekraft	. . . .	k	=	0·50
„ 10 „ 20 „	. . . .	„	=	0·55
„ 20 „ 30 „	. . . .	„	=	0·60
„ 30 „ 40 „	. . . .	„	=	0·65
„ 40 und mehr „	. . . .	„	=	0·70

zu nehmen, und dabei den von Seite des Condensators bei Maschinen mit Condensation herrührenden Gegendruck q auf einen Quadratfuß der Kolbenfläche im Mittel = 500 Pfund und den bei Maschinen ohne Condensation auf die Flächeneinheit des Dampfkolbens Statt findenden atmosphärischen Gegendruck im Mittel = 1845 Pfund zu setzen.

§. 259. Fortsetzung. **Für Dampfmaschinen mit Expansion,** bei welchen der Dampf von der Spannung p (in Pfunden auf einen Quadratfuß ausgedrückt) nur durch den Weg l des Dampfkolbens in den Cylinder einströmt, hierauf aber durch den noch übrigen Weg (L — l) seines Hubes auf ihn durch Expansion wirkt, findet man unter der zwar nur annäherungsweise giltigen Annahme, daß die Temperatur des Dampfes während der Expansion desselben unverändert bleibt, er also bei seiner Ausdehnung dem Mariotte'schen Gesetze folgt, (welche Annahme zu Resultaten führt, die hinlänglich mit der Erfahrung übereinstimmen, während die Temperatur des Dampfes in der Wirklichkeit bei der Expansion desselben um so viel vermindert wird, daß er immer im Maximo der Spannung bleibt), im Wege der höheren Rechnung zur Bestimmung des theoretischen Effectes einer solchen Maschine den Ausdruck:

$$E = \frac{1}{60} \cdot \frac{n}{\varkappa} \, p F L \left[1 + \log . n . \varkappa - \varkappa \frac{q}{p} \right] \text{ Fpf,}$$

wobei n die Anzahl der in einer Minute Statt findenden Kolbenhübe und $\varkappa$ das Expansionsverhältniß $\frac{L}{l}$ bezeichnet, F und q aber die frühere Bedeutung haben. Ist nun wieder k ein Erfahrungscoefficient, welcher das Verhältniß zwischen dem Nutzeffecte einer solchen Maschine und ihrem theoretischen Effecte angibt, so wird der Nutzeffect derselben durch

$$E_n = \frac{k}{60} \cdot \frac{n}{\varkappa} p F L \left[1 + \log . n . \varkappa - \varkappa \frac{p}{q} \right] \text{Fpf} \ldots (1,$$

oder wenn N_n den Nutzeffect in Pferdekräften bezeichnet, auch durch

$$N_n = \frac{k}{25800} \cdot \frac{n}{\varkappa} p F L \left[1 + \log . n . \varkappa - \varkappa \frac{q}{p} \right] \text{Pfk} \ldots (2$$

gemessen. Bezeichnet endlich wieder M die in jeder Secunde von der Maschine verbrauchte Dampfmenge in Cubikfußen von der Spannung p, so erhält man, weil $M = \frac{n}{60} F l = \frac{n}{60} F \frac{l}{L} L = \frac{n}{60 \varkappa} F L$ ist, durch Substitution dieses Werthes in der Gleichung 2 zur Berechnung des Nutzeffectes einer solchen Maschine noch den Ausdruck

$$N_n = \frac{k}{430} M p \left[1 + \log . n . \varkappa - \varkappa \frac{q}{p} \right] \ldots (3.$$

Der Coefficient k ist auch bei diesen Maschinen je nach ihrer Stärke, der Vollkommenheit der Ausführung und dem Zustande der Unterhaltung verschieden zu nehmen. Bei einer guten Ausführung und sorgfältigen Unterhaltung kann man für solche Maschinen

von	4	bis	10	Pferdekraft	k = 0·33
„	10	„	20	„	„ = 0·42
„	20	„	30	„	„ = 0·44
„	30	„	40	„	„ = 0·49
„	40	„	40	„	„ = 0·57
„	50	„	60	„	„ = 0·62
„	60	„	70	„	„ = 0·66
„	70	„	80	„	„ = 0·82
„	80	„	100	„	„ = 0·70,

und q = 230 oder 1845 setzen, je nachdem die Maschine mit oder ohne Condensation arbeitet.

Anmerkung. Setzt man in dem Ausdrucke 1 dieses Paragraphes das Expansionsverhältniß $\varkappa = \frac{L}{l} = 1$, welches einer Maschine ohne Expansion entspricht, so wird wegen $\log . n . 1 = 0$, $E_n = \frac{k}{60} n p F L \left[1 - \frac{q}{p} \right] = \frac{k}{60} n F L \, [p - q]$, und da $\frac{n L}{60} = v$ ist, auch $E_n = k F \, [p - q] \, v$, welcher Ausdruck, wie man sieht, mit dem Ausdrucke 1 des vorhergehenden Paragraphes übereinstimmt.

§. 260. Erklärung. Beschreibung einer Locomotivmaschine. Eine Locomotive besteht der Wesenheit nach aus einem mit 6, 8 oder selbst auch mit 10 Rädern versehenen Wagen, welcher einen Dampfkessel und eine gewöhnlich mit zwei Cylindern versehene Dampfmaschine trägt, wobei die Cylinder entweder innerhalb oder außerhalb des Wagengestelles angebracht

sind, und im ersteren Falle stets eine horizontale, im letzteren aber eine horizontale oder eine etwas geneigte Lage haben. Bei den Locomotiven der ersteren Art wird die hin- und hergehende Bewegung der Kolben der Dampfmaschine vermittelst Schubstangen, die an den Kolbenstangen angehängt sind, auf eine zweimal unter einem rechten Winkel abgekröpfte Achse übertragen, und dadurch diese sammt den beiden an den Enden derselben befestigten Triebrädern in eine rotirende Bewegung gebracht, während bei den Locomotiven der zweiten Art die Kolbenbewegung durch Schubstangen auf Kurbelwarzen übertragen wird, welche von Außen an den Naben der beiden Triebräder befestiget sind, so daß diese unmittelbar in Umdrehung versetzt werden. Da nun diese Räder in Folge der zwischen dem Umfange derselben und den Eisenbahnschienen Statt findenden Reibung einen Stützpunkt haben, so werden sie auf der Bahn fortrollen, und dabei das Wagengestelle der Locomotive, an dem ihre Achsenlager befestiget sind, mitnehmen.

Fig. 182, 1 bis 7 stellt eine **Locomotive mit außen liegenden Cylindern** vor. **A** ist der viereckige aus starken über einander genieteten Kupferplatten bestehende, unten offene, oben aber durch eine an fünf Traversstücke **a'** mittelst Schrauben befestigte Kupferplatte **a** geschlossene Feuerkasten, welcher an der Seite ringsherum und zwar in einer geringen Entfernung von seiner Wandung mit einem ebenfalls viereckigen, aber aus Eisenblech hergestellten Kasten **a'' a''** umgeben ist. Der auf diese Weise gebildete Zwischenraum **b b** ist mit Wasser gefüllt, und steht mit dem Dampfkessel **B B** in unmittelbarer Verbindung, welcher ein seiner Länge nach aus drei Theilen zusammengesetzter, sich auf der einen Seite an den Feuerkasten, auf der anderen aber an die Rauchkammer **C** anschließender Cylinder aus Eisenblech ist. Durch das Innere desselben gehen 125 horizontal liegende Röhren **b'** aus Messingblech, Rauch- oder Heizröhren genannt, welche einerseits in entsprechenden Oeffnungen der hinteren Wand des Feuerkastens, andererseits aber in den vorgerichteten Oeffnungen der den Kessel an seinem rückwärtigen Ende abschließenden Querwand eingesetzt und in diesen dampfdicht befestiget sind, so daß durch sie der innere Raum des Feuerkastens mit der Rauchkammer in Communication steht. **D** ist noch ein mit dem Kessel in Verbindung stehender, durch Verlängerung von drei äußeren Seitenwänden des Feuerkastens und einer hinzugefügten vierten Wand gebildeter Raum, der Dom genannt, auf welchem die Sicherheitsapparate gegen die Gefahr der Explosion des Kessels angebracht sind, und an dessen rückwärtiger Wandung sich das Mannloch **d** befindet. Zur Erzielung einer größeren Festigkeit des Kessels sind nicht nur die seine Länge begrenzenden Wände durch seiner Länge nach gehende Eisenstangen **b'' b''** zusammengehalten, sondern es sind auch die Wandungen des Domes vermittelst quer über einander liegenden Eisenstangen **d'** und **d''** verankert. In dem unteren Theile des Feuerkastens ist ferner der aus 16 schmiedeisernen Roststäben **e** bestehende, und auf einem viereckigen, an der äußeren Wandung des Feuerkastens befestigten eisernen Rahmen **e' e'** liegende Rost **E** eingesetzt, auf den das Brenn-

materiale durch das mit einer eisernen Heizthüre verschließbare Schür-
loch e″ geworfen wird.

Da der Kessel derart mit Wasser gefüllt wird, daß dasselbe nicht nur die den Kessel durchziehenden Heizröhren umgibt und den zwischen den beiden

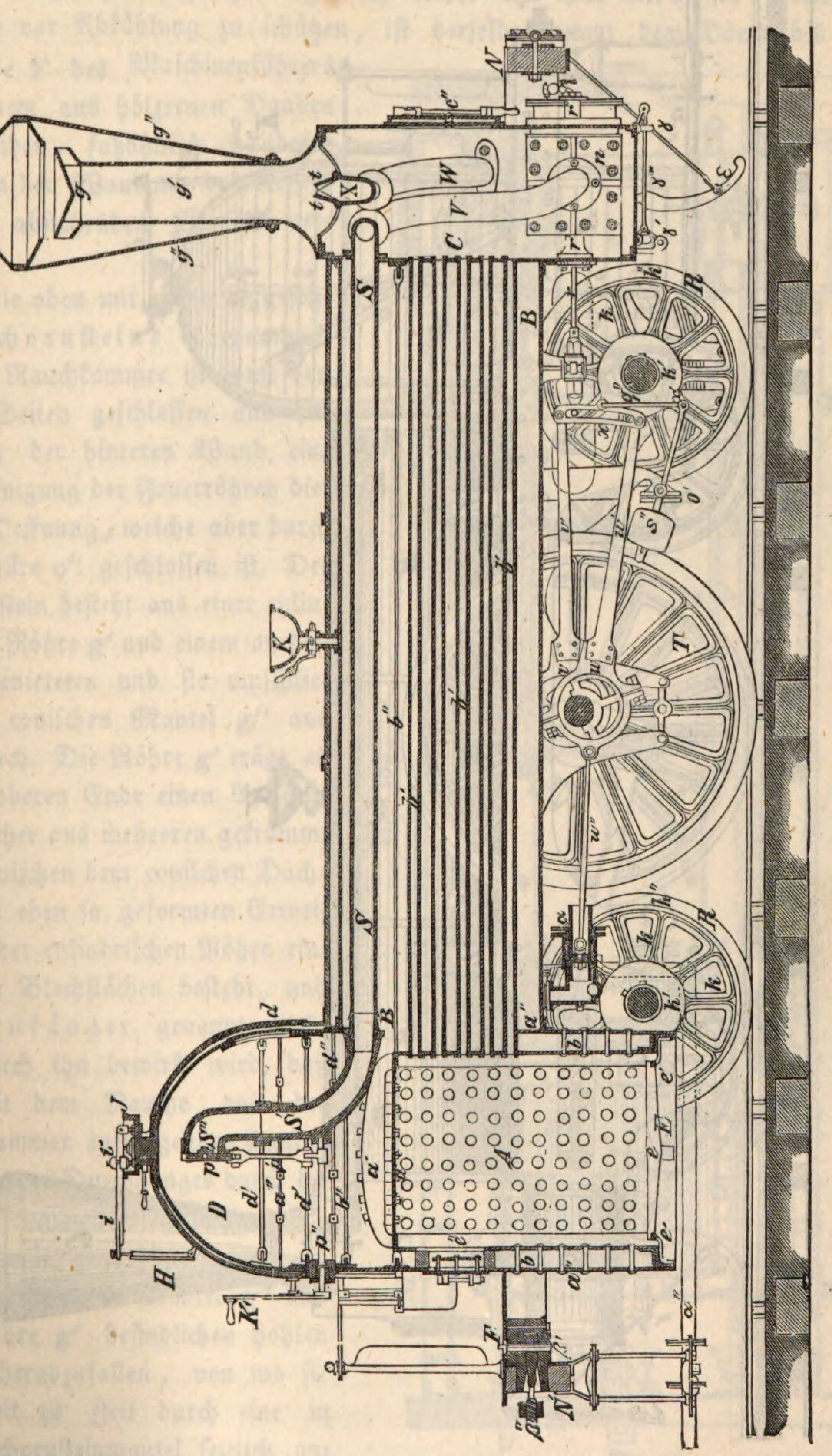


Fig. 182. 1.

Wandungen des Feuerkastens befindlichen Raum ausfüllt, sondern überdieß noch sowohl die obere Röhrenreihe, als auch die obere Platte des Feuerkastens auf eine gewisse Höhe bedeckt, so ist es einleuchtend, daß die Verdampfung

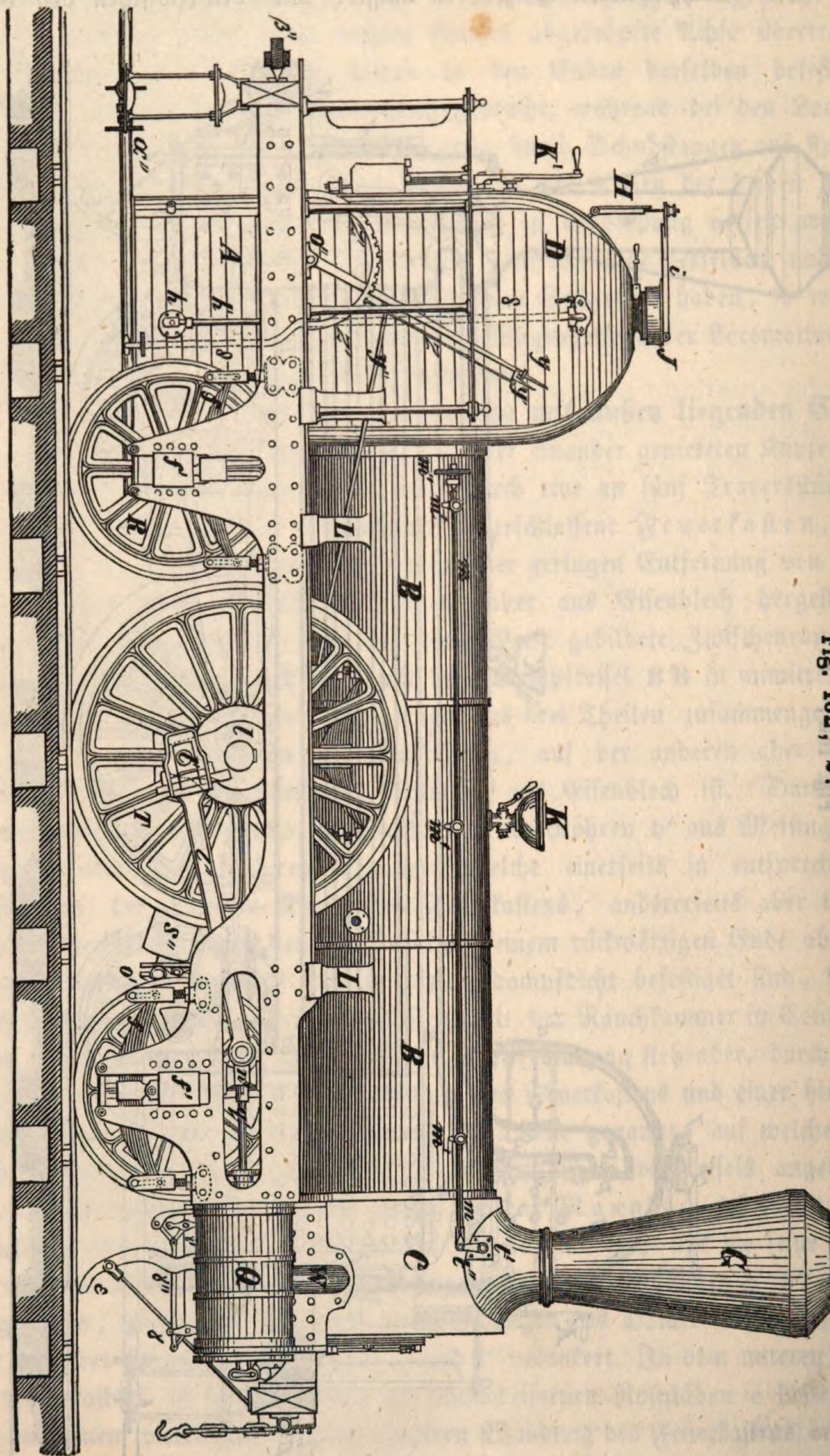


Fig. 182, 2.

desselben einestheils durch directe Einwirkung der im Feuerkasten während der Verbrennung des Brennmateriales auf dem Roste sich bildenden Flamme, anderentheils aber durch die Einwirkung der Wärme der als Product des Verbrennungsprocesses entstehenden und durch die Heizröhren in die Dampfkammer abziehenden heißen Gase hervorgebracht wird. Um aber den Kessel so viel als möglich vor Abkühlung zu schützen, ist derselbe sammt dem Dome bis zur Brücke F des Maschinenführers mit einem aus hölzernen Dauben bestehenden, faßähnlich gebildeten und von der Wandung des Kessels etwas abstehenden Mantel versehen.

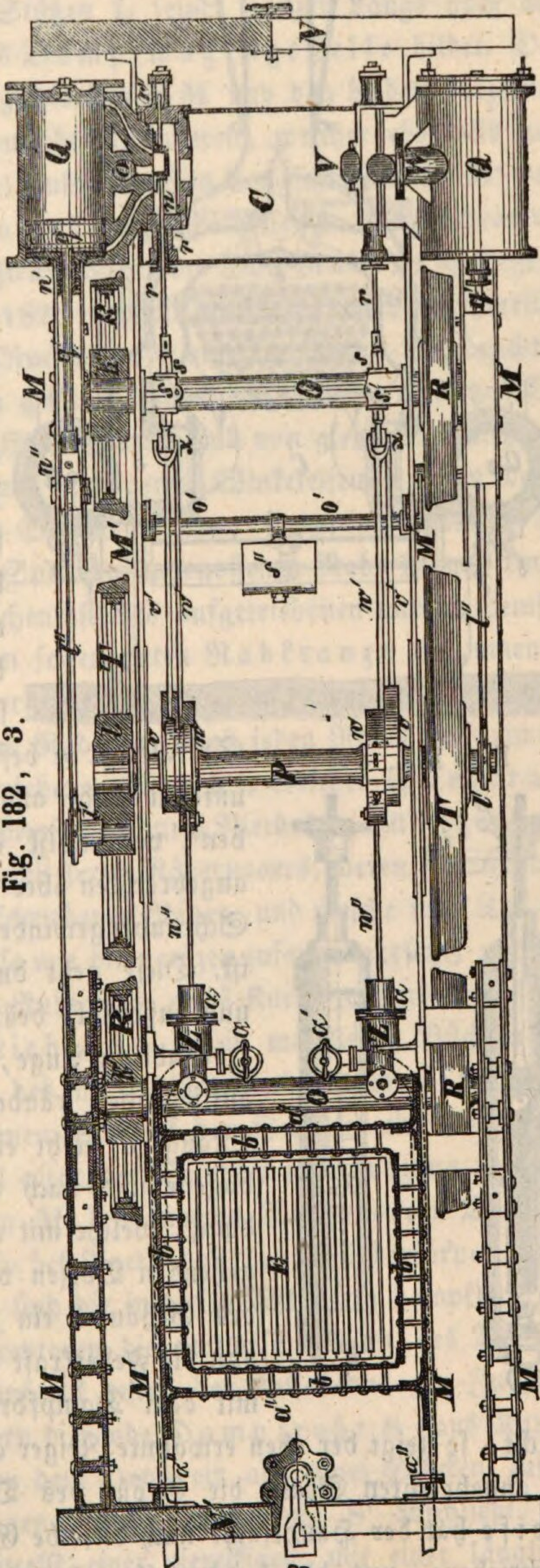
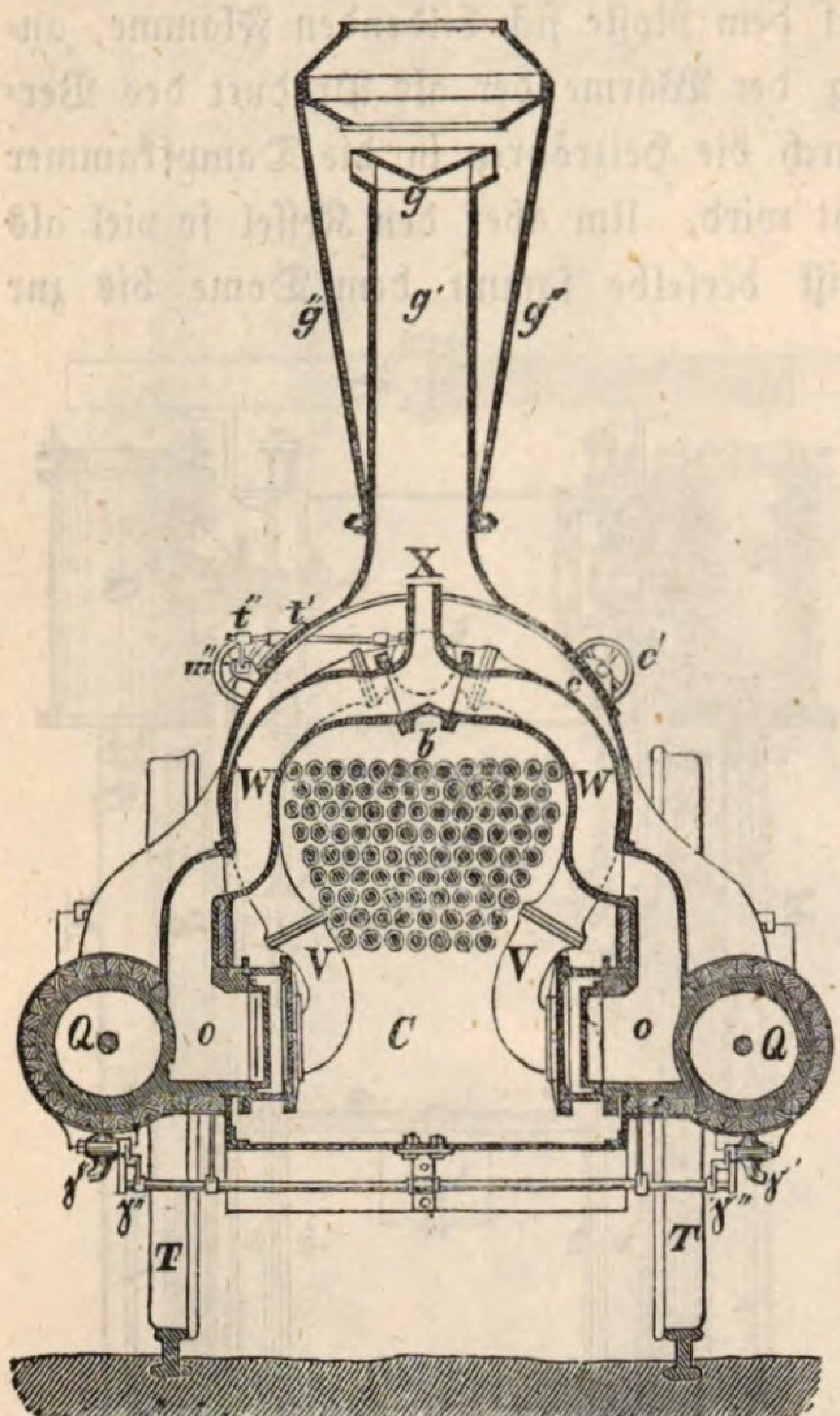


Fig. 182, 3.

Die oben mit einem aufgesetzten Schornsteine G communicirende Rauchkammer ist sonst von allen Seiten geschlossen und hat nur an der hinteren Wand eine zur Reinigung der Feuerröhren dienende Oeffnung, welche aber durch eine Thüre c'' geschlossen ist. Der Schornstein besteht aus einer cylindrischen Röhre g' und einem an dieser angenieteten und sie umschließenden conischen Mantel g'' aus Eisenblech. Die Röhre g' trägt an ihrem oberen Ende einen Apparat g, welcher aus mehreren gekrümmten, zwischen dem conischen Dache und der eben so geformten Erweiterung der cylindrischen Röhre eingesetzten Blechflächen besteht, und Funkenfänger genannt wird, weil durch ihn bewirkt wird, daß die mit dem Rauche aus der Rauchkammer aufsteigenden Funken in Folge des Durchganges durch die von den krummen Blechflächen gebildeten Kanäle genöthiget werden, in den zwischen dem Mantel g'' und der Röhre g' befindlichen hohlen Raum herabzufallen, von wo sie von Zeit zu Zeit durch eine in dem Schornsteinmantel seitlich an-

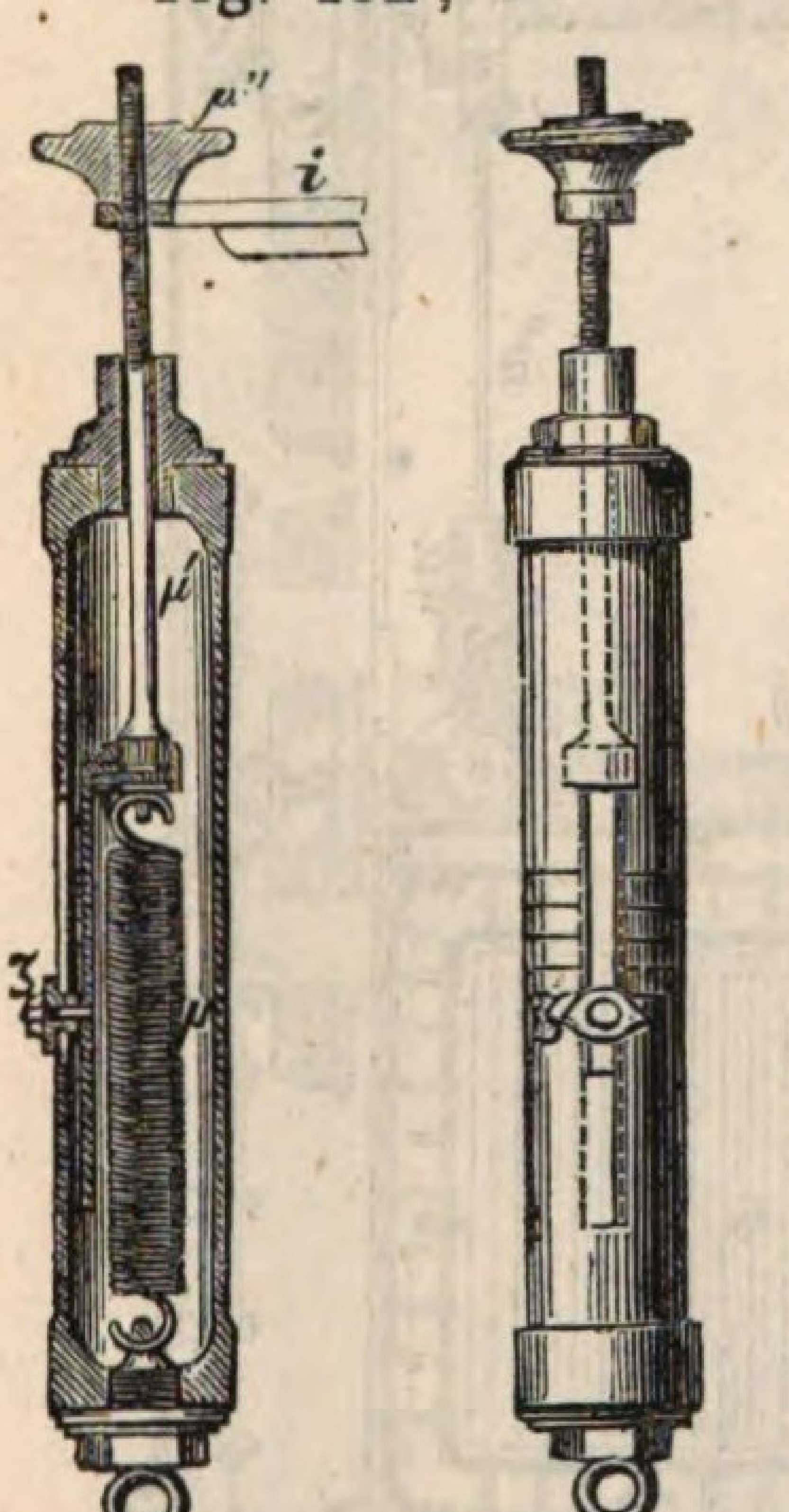
Fig. 182, 4.



gebrachte und durch ein Thürchen verschließbare Oeffnung herausgeschafft werden.

An dem Dome des Kessels und zwar in einem an dem oberen Theile desselben befindlichen runden Kasten **J** sind zwei Sicherheits-Ventile und eine Dampfpfeife angebracht. Die Ventile sind (wegen des Schwankens der Locomotive) nicht durch Gewichte, wie dieses bei den Dampfkesseln der stationären Dampfmaschinen der Fall ist, belastet, sondern werden durch Federwagen **H**, welche auf die Ventilhebel **i** einwirken, gegen ihre Sitze angedrückt. Eine solche Federwage (**spring - balance**) ist durch **Fig. 182, 5** in einem größeren Maßstabe dargestellt. Sie besteht aus einem hohlen, an der Kesselwand der Locomotive angehängten, und mit einem länglichen Schlitze versehenen cylindrischen Gehäuse, in welchem sich eine Spiralfeder μ befindet, die vermittelst eines an ihrem unteren Ende angebrachten Hakens am Boden desselben, vermittelst eines zweiten an ihrem oberen Ende angebrachten aber an einer cylindrischen, oben mit einem Schraubengewinde versehenen Stange μ' eingehängt ist. Diese geht durch den oberen Deckel des Gehäuses und außerhalb desselben durch das am Ende des Hebels **i** befindliche Auge, und ist mit einer auf dem Hebelauge aufliegenden ränderirten Mutter μ'' versehen. Mit der Stange μ' steht eine unter einem rechten Winkel abgebogene und nach abwärts gehende Schiene in Verbindung, welche mit einem durch den Schlitz des Gehäuses gehenden Bolzen versehen ist, an dem sich außerhalb des Gehäuses ein Zeiger ζ angebracht befindet. Wird nun die Federkraft der Spiralfeder durch die Mutter μ'' mit dem Dampfdrucke im Kessel ins Gleichgewicht gebracht, so zeigt der eben erwähnte Zeiger auf der an der Außenseite des Gehäuses angebrachten Scala die Größe des Dampfdruckes an. — Die Dampfpfeife hat der Hauptsache nach dieselbe Einrichtung, wie die in dem §. 250 beschriebene, nur daß bei derselben statt des kegelförmigen Ventiles ein Hahn,

Fig. 182, 5.



oder eine Schiebervorrichtung zum Oeffnen und Abschließen angebracht ist. Außer diesen Apparaten ist an der Stirnfläche des Kessels der Locomotive ein **Wasserstandglas** (Fig. 176), und auf dem Kessel noch ein zweckmäßiges **Manometer**, z. B. ein Federmanometer (Fig. 178), so wie ein zum Behufe der ersten Füllung desselben bestimmter, und durch einen Hahn verschließbarer **Trichter K** angebracht.

Der Kessel ruht vermittelst der Stützen L seiner ganzen Länge nach auf einem doppelten Rahmen, welcher das **Dampfwagengestelle** bildet. Der äußere, aus zwei schmiedeisernen Langschwellen MM und den beiden hölzernen Querriegeln NN gebildete Rahmen umgibt den inneren, welcher ebenfalls aus zwei sich an die nämlichen Querriegel anschließenden Langschwellen M'M' von Schmiedeisen besteht. Beide Rahmen sind durch Winkeleisen und Schrauben mit einander verbunden. Dieses Gestelle wird von sechs **Rädern** getragen, indem es sich vermittelst der aus Fig. 182, 1 ersichtlichen, an den Langschwellen des vorderen Rahmens befestigten Druckfedern f und der daran angebrachten Lagerbüchsen f' (auch Schmierbüchsen genannt) auf die Radachsen O stützt. Die Räder R des vorderen und hinteren Räderpaares sind von gleichem Durchmesser. Sie sind aus je zehn dreieckförmig gebogenen Winkeleisen k, von denen je zwei durch Zusammennietung eine Speiche bilden, ferner aus einer an die Enden der zu einem Rade vereinigten Speichen angegossenen Nabe k' und einem über den äußeren Umfang des Speichensystemes aufgetriebenen und an demselben festgenieteten eisernen Ringe, dem sogenannten **Radkranze** zusammengesetzt. Damit die auf diese Weise hergestellten Räder nicht von der Schienenbahn abgleiten, ist überdieß über den Radkranz eines jeden Rades noch ein mit einem vorstehenden Rande seitlich versehener Ring k'', welcher **Spurkranz** genannt wird, aufgetrieben und mit demselben durch Nierbolzen mit eingelassenen Köpfen verbunden. Die Räder T des mittleren Räderpaares, deren Durchmesser größer ist, als derjenige der eben beschriebenen Räder, und welche man **Triebräder** nennt, sind auf ähnliche Weise wie die vorigen zusammengesetzt, nur daß ihre Naben l mit je einem Auge zur Aufnahme eines Kurbelzapfens l' versehen sind. Ihre Achse, die sogenannte **Triebachse**, ist in metallenen Büchsen gelagert, welche an den Langschwellen des inneren Rahmens angebracht sind.

Um nun diesen eben beschriebenen Bau auf den Schienen einer Eisenbahn mittelst der Spannkraft des im Kessel erzeugten Dampfes in Bewegung zu setzen, ist an jeder der beiden Langschwellen M' des inneren Rahmens ein **Dampfcylinder Q** in horizontaler Lage so befestiget, daß der Cylinderkörper außerhalb der Rauchkammer liegt. q, q sind die in diesen Cylindern dampfdicht eingesetzten **Kolben**, welche als Receptoren die motorische Kraft des Dampfes aufzunehmen haben. Zu diesem Behufe ist durch den Kessel das zur Zuleitung des Dampfes zu den beiden Cylindern dienende **Dampfrohr S** (aus Kupferblech) geführt, an welches sich unter dem Dome ein aus zwei Stücken zusammengesetztes und knieförmig abgebogenes gußeisernes Rohr S' anschließt. Die Mündung S'' desselben kann vermittelst einer viereckigen, mit einer länglichen

Oeffnung von rechteckiger Form versehenen und auf der Ausmündungsfläche des Dampfrohres verschiebbaren Platte p aus Metall, des sogenannten Regulators, geöffnet oder geschlossen werden, zu welchem Behufe dieselbe vermittelst der Zugstange p′ mit einem kleinen kurbelartigen Hebel in Verbindung steht, welcher an einer Achse p″ befestiget ist, an der sich außerhalb des Kessels eine Kurbel K′ angebracht befindet, durch deren Drehung die Bewegung des Regulators vermittelt wird.

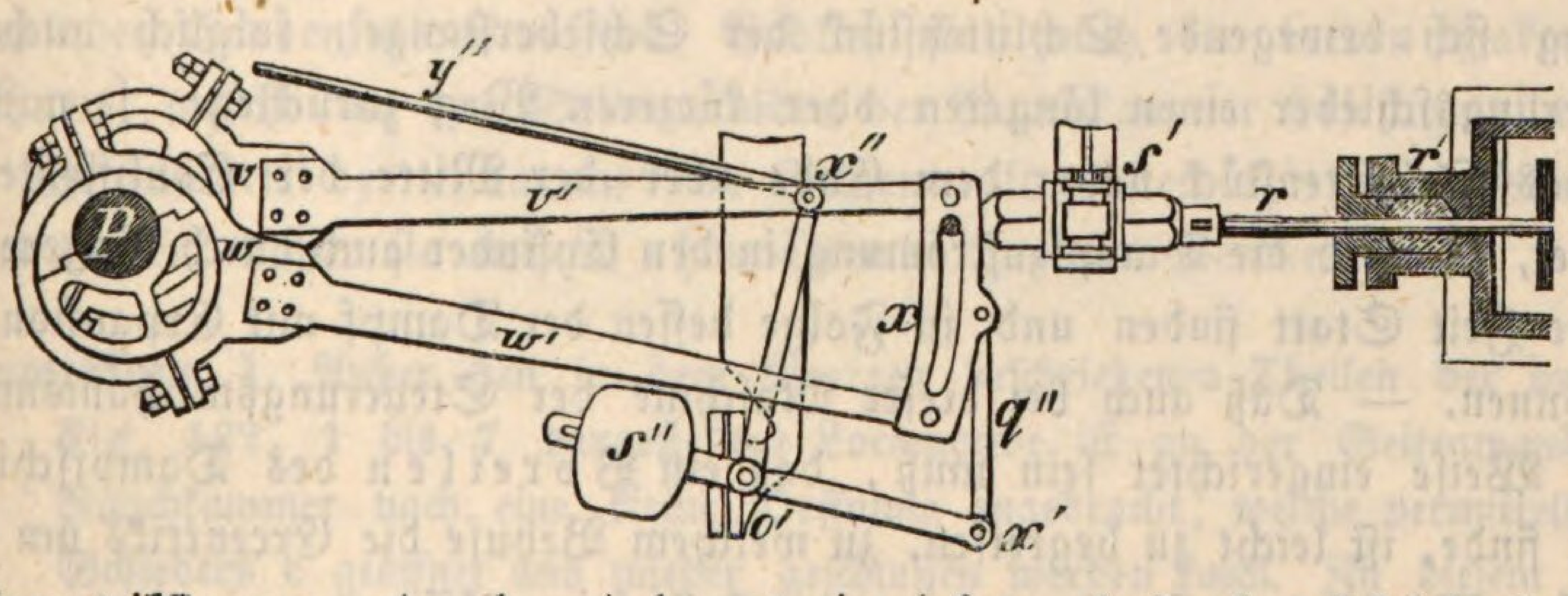
Der in dem Dome D angesammelte Dampf wird, wenn durch eine entsprechende Stellung des Regulators die Ausmündungsfläche S″ des Dampfrohres offen wird, in die an dasselbe sich anschließende und in der Rauchkammer befindliche doppelarmige Röhre V geleitet, und durch diese in die Dampfcylinder vertheilt, indem derselbe zunächst in die Dampfkammern n und von da durch die aus der Fig. 182, 3 ersichtlichen zwei Dampfkanäle abwechselnd in die an der Vorder- und Hinterfläche des Dampfkolbens liegenden Cylinderräume gelangt, daselbst vermöge seiner Expansivkraft auf die Dampfkolben drückend wirkt, und hierauf nach vollbrachter Wirkung durch die Oeffnung o in die Röhren W gelangt, von wo er durch das beiden Röhren gemeinschaftliche Blasrohr X in den Schornstein und von da in die freie Luft abgeführt wird. Da nun die Blasrohröffnung klein ist, so wird der bei jedem Kolbenhube aus den Dampfcylindern abziehende Dampf mit großer Geschwindigkeit in den Schornstein eintreten, daselbst ein relatives Vacuum erzeugen und auf diese Weise einen heftigen Zug, demnach auch eine lebhafte Verbrennung des Brennmateriales auf dem Roste hervorbringen. Um aber diesen Zug, folglich auch die Verbrennung reguliren zu können, ist an dieser Maschine eine Vorrichtung angebracht, mittelst welcher die Blasrohröffnung verändert werden kann. Diese besteht aus zwei Klappen t t, deren Achsen durch ein gezahntes Segment mit einander verbunden sind. Die eine dieser beiden Achsen geht durch eine an der Seite der Rauchkammer angebrachte Stopfbüchse t′, und ist von Außen mit einem kurbelartigen Hebel t″ versehen, welcher an dem einen Ende einer langen, von den Lagern m′ getragenen Stange m m eingehängt ist, an deren anderem Ende sich ein mit einem Schraubenmuttergewinde versehenes Schwungrädchen m″ befindet, so daß durch Drehung desselben eine vor oder rückgängige Bewegung der Stange m, dadurch eine Drehung des Hebels t″ und somit auch der einen Klappe bewirkt wird, während die andere durch das vorerwähnte Zahnsegment eine der ersteren entgegengesetzte Bewegung annimmt.

Die hin- und hergehende Bewegung der beiden Dampfkolben q wird vermittelst der gewöhnlich aus Stahl bestehenden und durch Stopfbüchsen n′ gehenden Kolbenstangen q′, welche an ihren Enden zum Behufe der Geradführung mit Schlittenstücken n″ versehen sind, die zwischen je zwei horizontalen Schienen von Stahl gleiten, und vermittelst der Schubstangen l″ auf die an den Triebrädern angebrachten Kurbelzapfen l übertragen.

Damit aber der Dampf aus den Dampfkammern in die vor erwähnten Cylinderräume regelmäßig abwechselnd gelange, befindet sich in der

Dampfkammer eines jeden der beiden Cylinder ein vertical stehender Dampfschieber, welcher durch die Schieberstange r, die einerseits durch eine Stopfbüchse r'' geht, und andererseits in einer Hülse r'' gleitet, in einer horizontalen Richtung geführt wird. Außerdem ist die Schieberstange mit ihrem vorderen Ende in der Hülse eines prismatischen, in einer Führungsbüchse s' gleitenden Schlittenstückes s befestiget. Die hin- und hergehende Bewegung der beiden Dampfschieber wird mittelst zwei auf der Triebachse P angebrachten excentrischen Scheiben v und w, (deren Einrichtung schon in dem §. 164 erklärt wurde), hervorgebracht, zu welchem Behufe die beiden Excentrikstangen v' und w' mit ihren gabelförmigen Enden die an den Enden eines bogenförmig gestalteten und ausgeschlitzten Theiles x, der sogenannten Stephenson'schen Coulisse, angebrachten Zapfen umfassen, und die Schieberstange vermittelst eines an deren vorderem Ende angebrachten Schlittenstückes in die Ausschlitzung der Coulisse x eingreift. Diese steht vermittelst einer Stange q'' mit dem Ende x' des auf der Achse o' angebrachten kurbelartigen Hebels o'x', welcher an seiner Verlängerung zur Erleichterung der Bewegung mit einem Gegengewichte s'' versehen ist, und vermittelst eines zweiten an der nämlichen Achse befestigten Hebels o'x'' und einer in dem Punkte x'' desselben eingehängten Zugstange y'' mit einem um o'' drehbaren Handhebel o''y in Verbindung, an welchem oben am Griffe y eine Feder y' angebracht ist, die auf eine seiner Länge nach herabgehende Sperrstange z einwirkt, und dieselbe nöthiget, mit ihrem Ende in die Lücken des gezahnten Bogens y' einzufallen, wodurch der eben beschriebene Mechanismus in seiner Lage fixirt wird. Denkt man sich nun die Locomotive in Bewegung, so werden die beiden excentrischen Scheiben v und w (**Fig. 182, 6**) auf

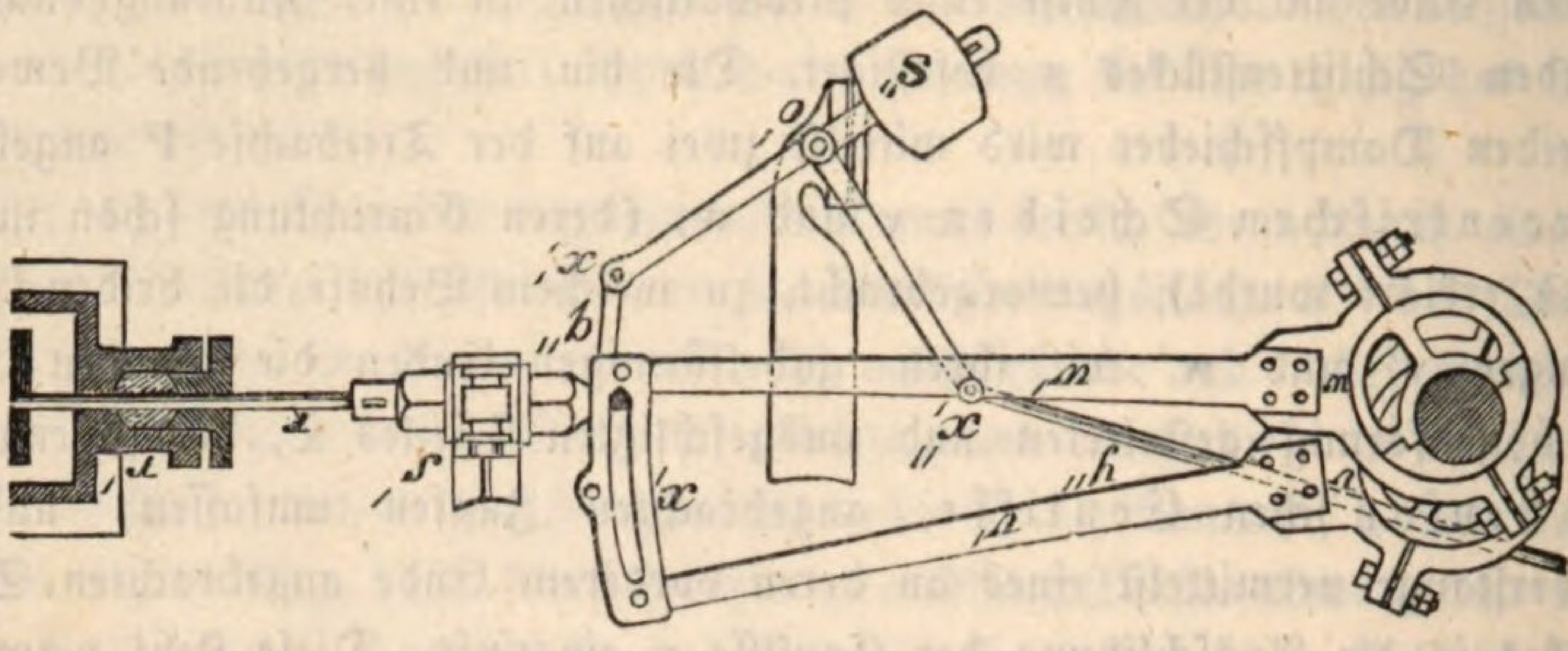
Fig. 182, *6*.



die Excentrikstangen v' und w' derart einwirken, daß abwechselnd stets die eine derselben nach vorwärts geschoben, die andere aber nach rückwärts bewegt, und dadurch die Coulisse x in eine oscillirende Bewegung versetzt wird, in Folge deren die beiden Endpunkte der Coulissenleitung eine einander entgegengesetzte Bewegung annehmen. Da aber, wie es aus der Betrachtung der Figuren 181, 1, 2 und 3 zu ersehen ist, sämmtliche Theile des oben beschriebenen Steuerungs-Mechanismus die für die Vorwärtsbewegung der Locomotive erforderliche Lage haben, so ist es einleuchtend, daß durch Verstellung des Hebels o''y nach rückwärts in Folge deren die Coulisse x vermittelst

der erklärten Hebelverbindung gehoben wird, und dadurch das am Ende der Schieberstange angebrachte und in der Coulissenleitung bewegliche Schlittenstück an dem unteren Ende derselben zu liegen kommt (Fig. 182, 7), der

Fig. 182, 7.



Steuerungsschieber eine der früheren gerade entgegengesetzte Bewegung annehmen und dadurch die Rückwärtsbewegung der Locomotive, also die Umsteuerung ermöglichen wird. Wenn jedoch die Coulisse **x** nur so weit gehoben wird, daß das in ihrer Leitung gleitende Schlittenstück der Schieberstange in der Mitte zwischen den beiden Einhängungspunkten der Coulisse in den Excentrikstangen zu liegen kommt, so erhält der Schieber keine Bewegung, weil dieser Punkt derjenige ist, um welchen die Oscillationen der Coulisse vor sich gehen.

Der im Vorhergehenden beschriebene Stephenson'sche Steuerungsmechanismus dient jedoch nicht nur zum Umsteuern der Locomotive, sondern auch zur Hervorbringung einer variablen Expansion des Dampfes. Denn da durch Verstellung der Coulisse **x** bewirkt werden kann, daß das in ihrer Leitung sich bewegende Schlittenstück der Schieberstange, folglich auch der Steuerungsschieber einen längeren oder kürzeren Weg zurücklege, je nachdem sich das Schlittenstück näher dem Ende oder der Mitte der Coulissenleitung befindet, so wird die Dampfzuströmung in den Cylinder auch durch längere oder kürzere Zeit Statt finden und in Folge dessen der Dampf mit Expansion wirken können. — Daß auch bei dieser Maschine der Steuerungsmechanismus in dieser Weise eingerichtet sein muß, daß ein Voreilen des Dampfschiebers Statt finde, ist leicht zu begreifen, zu welchem Behufe die Excentriks um einen gewissen Winkel dem Zapfen **l** voraus gestellt sein müssen.

Zur Speisung des Kessels der Locomotive dienen zwei an den beiden Längenträgern **M'** des inneren Locomotivrahmens befestigte Speisepumpen **Z**, deren metallene Kolben *α* von den beiden excentrischen Scheiben **w** vermittelst einer flachen Schubstange **w''**, welche mit dieser durch einen Bolzen verbunden ist, in Bewegung gesetzt werden. Die Saug- und Druckventile dieser Pumpen sind Kugelventile von Metall; sie sind in den metallenen Ventilgehäusen *α'* eingeschlossen. Das Wasser wird den Speisepumpen aus dem der Locomotive angehängten und zur Aufnahme eines Vorrathes von Brennmateriale

und Speisewasser bestimmten Wagen, dem sogenannten Tender (Fig. 139) durch die kupfernen Röhren α'', welche mit Kugelgelenken und mit Stopfbüchsen wegen der Veränderlichkeit des Abstandes der Locomotive vom Tender versehen sind, zugeleitet und von diesen in den Kessel hineingeschafft. Auch befinden sich an der Maschine noch Röhren δ, welche den oberen Theil des Locomotivkessels mit den Röhren α'' verbinden, und oben durch einen Hahn verschließbar sind. Sie dienen zum Ablassen des Dampfes aus dem Kessel in den Tender während des Stillstandes der Maschine, um den während dieser Zeit erzeugten Dampf zur Erwärmung des Speisewassers im Tender zu verwenden. Um aber das Wasser aus dem Kessel ablassen zu können, sind an der äußeren Wand des Feuerkastens beiderseits desselben Hähne h angebracht, welche der Maschinenführer vermittelst eines an die Stangen h′ aufzusteckenden Schlüssels öffnen kann.

Zur Verbindung der Locomotive mit dem Tender dient ein starker vermittelst eines Bolzens β' an dem hinteren Querriegel N′ des Dampfwagengestelles angehängter und mit einem Auge versehener eiserner Haken β, welcher mit einem ähnlichen an den Tender befestigten Haken durch einen in beiden eingeschraubten Bolzen verbunden ist. — Um den Stoß zwischen Locomotive und Tender für die Maschine so viel als möglich unschädlich zu machen, sind nahe an den Enden des hinteren Querriegels sogenannte Puffer angebracht, welche aus elastischen Pölstern (aus Spiralfedern, Cautschouk u. s. w.) bestehen. Zwei solche Puffer befinden sich auch an dem vorderen Querriegel.

γ und γ' sind zwei an jedem der beiden Dampfcylinder angebrachte Hähne, welche vermittelst einer langen an einer Hebelvorrichtung angehängten Stange geöffnet und geschlossen werden können. Sie dienen zum Ablassen des in dem unteren Theile des Cylinders während des Stillstandes der Maschine sich ansammelnden Condensationswassers. Endlich sind noch die beiden Haken ε zu erwähnen, welche an den Seitenwänden der Rauchkammer befestiget sind, und zum Wegräumen der etwa auf den Schienen liegenden Körper während der Fahrt dienen, daher sie auch Bahnräumer genannt werden.

Anmerkung 1. Außer den in dem Vorigen beschriebenen Theilen der durch die Fig. 182, 1 bis 7 dargestellten Locomotive ist an der Seitenwand ihrer Rauchkammer noch eine kleine Oeffnung angebracht, welche vermittelst eines Schiebers c geöffnet und wieder geschlossen werden kann. Zu diesem Behufe steht der Schieber mit einer Stange in Verbindung, welche durch das Schwungrädchen c′ in drehende Bewegung versetzt werden kann, und an ihrem Ende mit einem Schraubengewinde versehen ist, dessen zugehörige Mutter sich in der Oeffnung eines der dieselbe tragenden Lager befindet. Diese Vorrichtung dient zum Einlassen kalter Luft in die Rauchkammer, um dadurch den Zug in den Rauchröhren reguliren zu können.

Anmerkung 2. Ist H die totale Heizfläche in Quadratfuß, welche ein Locomotivkessel zu erhalten hat (§. 243), so lassen sich die wesentlicheren Abmessungen der Locomotive durch nachstehende Regeln bestimmen:

Oberfläche des Rostes	$= 0{\cdot}013\,H$
Anzahl der Heizröhren	$= 50\,\sqrt[4]{H}$
Durchmesser einer Heizröhre im Lichten	$= 0{\cdot}010\,\sqrt[3]{H}$
Länge einer Röhre	$= 0{\cdot}673\,H^{\frac{5}{12}}$
Durchmesser des Kessels	$= 0{\cdot}120\,\sqrt{H}$
Querschnitt des Dampfrohres	$= 0{\cdot}0002\,H$
Durchmesser des Kamins	$= 0{\cdot}04\,\sqrt{H}$
Durchmesser eines Dampfcylinders . . . . D	$= 0{\cdot}046\,\sqrt{H}$
Kolbenschub	$= 1{\cdot}57\,D$
Geschwindigkeit eines Dampfkolbens im Mittel	= 8 Fuß
Durchmesser einer Pumpe	$= 0{\cdot}013\,\sqrt{H}$
Kolbenschub derselben	$= 0{\cdot}014\,\sqrt{H}$
Durchmesser der Triebräder	$= D\,\frac{V}{v}$

§. 261. **Bestimmung des Nutzeffectes einer Locomotive.** Wenn gleich die Locomotivmaschinen nichts anderes als Hochdruck-Dampfmaschinen ohne Condensation und gewöhnlich mit Expansion sind, so müssen wir doch die Bestimmung ihrer Nutzeffecte besonders vornehmen, weil ihre Leistungsfähigkeit durch gewisse Umstände beeinflußt wird, welche bei den stationären Hochdruckmaschinen nicht vorkommen. Diese besonderen Umstände bestehen darin, 1) daß bei der Locomotive die Dampfmaschine ihr eigenes Gewicht, sammt dem Gewichte des Wagengestelles und des zur Maschine gehörigen Tenders fortbewegen muß, wodurch der Nutzeffect derselben vermindert wird, 2) daß zum Behufe der Herstellung eines künstlichen Luftzuges, durch welchen eine lebhafte Verbrennung des Brennmateriales auf dem Roste erzielt und auf diese Weise der Mangel an Größe des Kessels ersetzt werden soll, der Dampf nach vollbrachter Wirkung auf die Kolben durch die enge Mündung des Blasrohres in den Schornstein abgeleitet und dadurch ein Gegendruck auf die Dampfkolben erzeugt wird, welcher einen Theil der Kraft der Dampfmaschine consumirt, und endlich 3) daß der Maschine während ihrer Bewegung der Widerstand der Luft entgegen wirkt, welcher im quadratischen Verhältniße der Geschwindigkeit zunimmt, und einen weiteren Theil der Kraft der Maschine vernichtet.

Bezeichnet nun Q die Bruttolast in Zentnern, welche die Locomotive fortzieht, d. i. das Gewicht aller an der Locomotive angehängten Wägen sammt ihrer Belastung, $\mathfrak{Q}$ das Gewicht der Locomotive in Zentnern und α den Neigungswinkel der Bahn gegen den Horizont, so ist, weil der Erfahrung zu Folge der Widerstand, welchen die Wägen verursachen, für einen jeden Zentner der an der Locomotive angehängten Last mit Einschluß des Luftwiderstandes und bei der gewöhnlichen Geschwindigkeit der Fahrt von 30 bis 40 Fuß ungefähr 0·6 Pfund, und derjenige, welchen die Locomotive mit Einschluß der Reibung der Maschinentheile verursacht, für einen jeden Zentner ihres

Gewichtes ungefähr 1·2 Pfund beträgt, der totale Widerstand in Pfunden, welchen der Wagenzug der Bewegung entgegensetzt $= 0{\cdot}6\,Q$, und derjenige von Seite der Locomotive $= 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q}$ Pfund. Da ferner $(Q + \mathfrak{Q})$ das absolute Gewicht eines Trains (des Wagenzuges sammt Locomotive und Tender) in Zentnern ist, so ergibt sich das relative Gewicht desselben auf der schiefen Bahn, d. i. die von Seite des absoluten Gewichtes des Trains sich ergebende und in paralleler Richtung zur Bahn wirkende Seitenkraft $= (Q + \mathfrak{Q}) \sin\alpha$ Zentner, oder $= 100\,(Q + \mathfrak{Q}) \sin\alpha$ Pfund. Diesem gemäß wird der von der Dampfkraft zu bewältigende Gesammtwiderstand und folglich auch die directe Zugkraft der Maschine, wenn man diese mit K bezeichnet, durch

$$K = 0{\cdot}6\,Q + 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q} + 100\,(Q + \mathfrak{Q}) \sin\alpha \;\ldots\; (1,$$

oder, wenn man die Steigung der Bahn durch das Verhältniß $\frac{1}{a}$ ausdrückt, wegen $\sin\alpha = \frac{1}{a}$, auch durch

$$K = 0{\cdot}6\,Q + 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q} + 100\,\frac{Q + \mathfrak{Q}}{a} \;\ldots\; (2$$

gemessen. Ist ferner V die Geschwindigkeit des Trains in Fußen, so ergibt sich für den Nutzeffect der Maschine, wegen $E_n = KV$ der Ausdruck

$$E_n = \left[0{\cdot}6\,Q + 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q} + 100\,\frac{Q + \mathfrak{Q}}{a}\right] V \text{ Fpf} \;\ldots\; (3,$$

und wegen $N_n = \frac{E_n}{430}$

$$N_n = \frac{1}{430}\left[0{\cdot}6\,Q + 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q} + 100 \,.\, \frac{Q + \mathfrak{Q}}{a}\right] V \text{ Pfk} \;\ldots\; (4.$$

Drückt man die Geschwindigkeit des Trains in Meilen per Stunde aus, wie dieses gewöhnlich der Fall ist, und bezeichnet diese Geschwindigkeit mit $\mathfrak{V}$, so hat man in den eben abgeleiteten zwei Ausdrücken (3 und 4) $V = \frac{4000 \,.\, 6 \,.\, \mathfrak{V}}{3600} = \frac{20}{3}\,\mathfrak{V}$ zu setzen, wodurch man

$$E_n = \frac{20}{3}\left[0{\cdot}6\,Q + 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q} + 100\,\frac{Q + \mathfrak{Q}}{a}\right] \mathfrak{V} \text{ Fpf} \;\ldots\; (5$$

und

$$N_n = \frac{2}{129}\left[0{\cdot}6\,Q + 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q} + 100\,\frac{Q + \mathfrak{Q}}{a}\right] \mathfrak{V} \text{ Pfk} \;\ldots\; (6$$

erhält.

Da ferner dem Obgesagten gemäß, diese Maschine eine Hochdruck-Dampfmaschine ohne Condensation und mit Expansion ist, der Nutzeffect einer solchen Maschine aber der Gleichung 1 des §. 259 zu Folge durch den Ausdruck $E_n = \frac{k}{60} \,.\, \frac{n}{\varkappa}\, p F L \left[1 + \log.n.\varkappa + \varkappa\,\frac{q}{p}\right]$ gemessen wird, so kann man den Nutzeffect der Locomotivmaschine, mit Rücksicht auf den Umstand, daß sie mit zwei Cylindern versehen ist, auch durch

$$E_n = \frac{k}{30} \cdot \frac{n}{\varkappa}\, pFL \left[1 + \log.n.\varkappa + \varkappa \frac{q}{p}\right] \ldots (7,$$

oder durch

$$N_n = \frac{k}{12900} \cdot \frac{n}{\varkappa}\, pFL \left[1 + \log.n.\varkappa + \varkappa \frac{q}{p}\right] \ldots (8$$

ausdrücken, wobei q den mittleren auf einen Quadratfuß der Dampfkolbenfläche bezogenen Gegendruck in Pfunden bezeichnet, welcher sowohl aus dem atmosphärischen Drucke, als auch aus dem vom Blasrohre herrührenden Widerstande besteht, und Versuchen zu Folge im Mittel zu $1\frac{1}{4}$ Atmosphären, oder zu 2306 Pfund angenommen werden kann.

Anmerkung 1. Da die Fortbewegung der Locomotive auf den Eisenbahnschienen nur in Folge der Reibung Statt findet, welche durch den Druck der Triebräder gegen die Schienen entsteht, so ist es leicht einzusehen, daß wenn dieser Betrag der Reibung geringer ist, als der Widerstand, welchen der Train der Fortbewegung entgegensetzt, ein Gleiten oder Schleifen der Triebräder auf der Bahn eintreten und daher die Locomotive sich nicht fortbewegen wird. Bezeichnet nun Q_m die größte Bruttolast in Zentnern, welche eine Locomotive auf einer Eisenbahn noch fortzuschaffen vermag, ohne daß ein Gleiten der Triebräder auf der Bahn eintritt, $\mathfrak{Q}$ das Gewicht der Locomotive in Zentnern, und $\frac{1}{a}$ die Verhältnißzahl, welche die Steigung der Bahn angibt, so gibt dem Obigen zu Folge der Ausdruck $\left[0{\cdot}6\, Q_m + 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q} + 100 \frac{Q_m + \mathfrak{Q}}{a}\right]$ den Widerstand, welchen der Train der Fortbewegung entgegensetzt. Bezeichnet ferner Q′ die Last in Zentnern, welche auf den Triebrädern ruht, und f den Reibungscoefficienten der Räder auf der Bahn, so wird der Betrag des Widerstandes der Reibung der Räder auf der Bahn, folglich auch die Größe der Zugkraft durch 100 f Q′ gemessen. Da nun für den Zustand des Gleichgewichtes die Zugkraft gleich dem Widerstande sein muß, so ergibt sich die Gleichung

$$0{\cdot}6\, Q_m + 1{\cdot}2\,\mathfrak{Q} + 100 \frac{Q_m + \mathfrak{Q}}{a} = 100\, f Q',$$

aus welcher sofort

$$Q_m = \frac{100\, f a Q' - (1{\cdot}2\, a + 100)\,\mathfrak{Q}}{0{\cdot}6\, a + 100} \ldots (9$$

folgt. Ist also die mittelst einer Locomotive auf einer Eisenbahn fortzuschaffende Bruttolast kleiner als Q_m, so wird kein Gleiten der Triebräder auf den Schienen eintreten, die Locomotive demnach diese Last auf der Bahn fortzubewegen vermögen.

Der Coefficient f für die Reibung der Räder auf der Bahn ist der Erfahrung zu Folge für trockene und staubige Schienen $= \frac{1}{5}$, für etwas feuchte Schienen $= \frac{1}{10}$, und für nasse oder beschneite Schienen $= \frac{1}{15}$ zu setzen.

Anmerkung 2. Die auf den Staats-Eisenbahnen angewendeten Locomotive gewöhnlicher Art haben Triebräder von 4 bis 5 Fuß Durchmesser und wiegen (ohne Tender), wenn ihre Kessel mit Wasser auf die erforderliche Höhe gefüllt sind, 225 bis 560 Zentner. Jedes Triebrad ist mit höchstens 80 Zentner belastet. Die größte Dampfspannung im Kessel beträgt 90 Pfund per 1 Quadratzoll über den Druck der Atmosphäre. Die normale Leistung dieser Locomotivmaschinen auf horizontaler Bahn ausgedrückt durch die Bruttobelastung in Zentnern, welche sie mit einer gewissen Geschwindigkeit fortziehen, ist bei den Locomotiven 0ter Cathegorie 2000 Zentner mit 5 Meilen Geschwindigkeit, bei denen der 1sten Cathegorie 4000 Zentner mit 4 Meilen Geschwindigkeit, bei denen der 2ten Cathegorie 6000 Zentner mit 3 Meilen Geschwindigkeit und bei den Locomotiven der 3ten Cathegorie 8000 Zentner mit 3 Meilen oder 4000 Zentner mit 6 Meilen Geschwindigkeit. — Das Gewicht der Tender mit Einschluß des Gewichtes des Wasser- und Brennmaterial-Vorrathes beträgt 160 bis 360 Zentner. Die Postamtswägen wiegen 250 Zentner, die Personenwägen 180 Zentner, die Gepäckswägen 200 Zentner, die Lastwägen 80 bis 160 Zentner und endlich die Equipagenwägen 60 bis 150 Zentner.

§. 262. Beispiele. 1. Wie soll ein einfach cylindrischer Dampfkessel dimensionirt werden, wenn derselbe die zum Betriebe einer 12 pferdekräftigen Dampfmaschine erforderliche Dampfmenge von 2 Atmosphären Spannung über den mittleren Luftdruck zu erzeugen im Stande sein soll? — Da dem §. 243 zu Folge für einen Kessel dieser Art 15 Quadratfuß Heizfläche für jede Pferdekraft der zu betreibenden Maschine zu rechnen sind, so wird die totale Heizfläche desselben $12 . 15 = 180$ Quadratfuß betragen müssen. Nimmt man nun das Verhältniß der Länge des Kessels zum Durchmesser $= 5$, so findet man den Durchmesser desselben der Gleichung 1 des §. 244 gemäß

$$D = 0{\cdot}730 \sqrt{\left(\tfrac{1}{5} \cdot 180\right)} = 4{\cdot}38 \text{ Fuß},$$

und seine Länge

$$L = 5 . 4{\cdot}38 = 21{\cdot}90 \text{ Fuß}.$$

Da ferner der in diesem Dampfkessel zu erzeugende Dampf eine Spannung von 2 Atmosphären über den mittleren Luftdruck haben soll, so muß derselbe der nöthigen Sicherheit halber gegen die Gefahr der Explosion aus Eisenblechen hergestellt werden, deren Dicke, der Gleichung 4 des §. 243 gemäß, wenigstens

$$\delta = 0{\cdot}0189 . 2 . 12 . 4{\cdot}38 + 0{\cdot}195\ (8 - 2) = 3{\cdot}15 \text{ Linien}$$

betragen soll.

2. Welchen Durchmesser hat man den Sicherheitsventilen eines Dampfkessels mit 445 Quadratfuß Heizfläche zu geben, wenn die Spannung des mittelst desselben zu erzeugenden Dampfes 4 Atmosphären über den mittleren Luftdruck betragen soll? — Der in Frage stehende Durchmesser ist dem §. 249 zu Folge mindestens

$$d = 0{\cdot}312 \sqrt{\left(\frac{445}{4 + 0{\cdot}588}\right)} = 3{\cdot}07 \text{ Zoll}$$

zu nehmen, und die Größe der Lüftung dieser Ventile $= \frac{1}{4} . 3{\cdot}07 = 0{\cdot}767$ Zoll zu machen. Würde man aber den Ventilen einen größeren Durchmesser z. B. von 3·2 Zoll geben, so könnte die Größe ihrer Lüftung kleiner sein, und zwar dem bezogenen Paragraphe gemäß, $\frac{1}{4} . \frac{\overline{3{\cdot}07}^2}{3{\cdot}2} = 0{\cdot}736$ Zoll betragen.

3. Zum Betriebe einer Dampfmaschine von 36 Pferdekraft soll ein cylindrischer Dampfkessel mit zwei Sieteröhren construirt werden. Welche Dimensionen hat man diesem Kessel und den Sicherheitsventilen desselben zu geben, wenn mittelst desselben Dampf von 4 Atmosphären Spannung über den mittleren Luftdruck producirt werden soll? — Da dieser Kessel die zum Betriebe einer 36 pferdekräftigen Maschine nöthige Dampfmenge zu liefern im Stande sein soll, so muß seine Heizfläche dem §. 243 gemäß, 36.15 = 540 Quadratfuß betragen. Nimmt man nun das Verhältniß der Länge des Kessels zu seinem Durchmesser = 6 an, so hat man demselben der Gleichung 3 des §. 244 zu Folge, einen Durchmesser von

$$D = 0{\cdot}476 \sqrt{\left(\tfrac{1}{6} \, . \, 540\right)} = 4{\cdot}514 \text{ Fuß},$$

und eine Länge von

$$L = 6 \, . \, 4{\cdot}514 = 27{\cdot}084 \text{ Fuß},$$

den Sieteröhren aber bei gleicher Länge einen Durchmesser von

$$d = 0{\cdot}4 \, . \, 4{\cdot}514 = 1{\cdot}806 \text{ Fuß}$$

zu geben, und ihn mindestens aus Blechen von

$$\delta = 0{\cdot}0189 \, . \, 4 \, . \, 12 \, . \, 4{\cdot}514 + 0{\cdot}195 \, (8 - 4) = 4{\cdot}875 \text{ Linien}$$

d. i. von 4·9 Linien Stärke herzustellen.

Die für diesen Kessel erforderliche Größe des Durchmessers der Sicherheitsventile ist dem §. 249 zu Folge

$$d = 0{\cdot}312 \sqrt{\left(\frac{540}{4 + 0{\cdot}588}\right)} = 3{\cdot}384 \text{ Zoll},$$

wofür man gewöhnlich 3·4 Zoll nimmt. Bei diesem Durchmesser müssen die Ventile eine Lüftung von mindestens $\frac{1}{4} \, . \, 3{\cdot}4 = 0{\cdot}85$ Zoll haben. Da aber jeder Kessel der Anmerkung 1 des bezogenen Paragraphes gemäß mit wenigstens zwei Sicherheitsventilen versehen sein soll, so wollen wir auf demselben ein Ventil mit mittelbarer (Fig. 173) und eines mit unmittelbarer Belastung (Fig. 174) anbringen.

Denkt man sich nun die beiden Ventile und den dem mittelbar zu belastenden Ventile zugehörigen Hebel bereits hergestellt, und ist das Gewicht des mittelbar zu belastenden Ventiles = 4·5 Pfund, und dasjenige des unmittelbar zu belastenden sammt der an demselben angebrachten Ventilstange = 18·6 Pfund, ferner die Länge des vom Drehungspunkte (des dem mittelbar zu belastenden Ventile zugehörigen Hebels) bis zur Mitte des Ventiles reichenden Hebelarmes = 3·8 Zoll und die vom Drehungs- bis zum Aufhängepunkte des Belastungsgewichtes gemessene Hebelarmlänge = 26·6 Zoll, endlich der Einfluß, welchen das eigene Gewicht des Hebels auf den Aufhängepunkt des Belastungsgewichtes (Anmerkung 3 des §. 203) ausübt, = 3·25 Pfund, so findet man die Belastungsgewichte für die beiden Sicherheitsventile auf folgende Weise.

Da der effective Druck des Dampfes auf einen Quadratzoll der Ventilfläche 4.12·75 = 51 Pfund betragen soll, jedes der beiden Ventile aber dem Dampfe eine Druckfläche von $\frac{1}{4} \, . \, 3{\cdot}14 \, . \, \overline{3{\cdot}4}^2 = 9{\cdot}07$ Quadratzoll darbietet, so ist der Totaldruck, welchen derselbe auf jede Ventilfläche ausüben wird = 51 . 9·07 = 462·57 Pfund. Um nun die auf dem unmittelbar zu belastenden Ventile anzubringende Belastung zu finden, hat man von diesem eben berechneten Totaldrucke des Dampfes das Gewicht des Ventiles sammt der Ventilstange in Abzug zu bringen, so daß das in Frage stehende Belastungsgewicht für dieses Ventil = 462·57 — 18·6 = 443·97 Pfund gefunden wird.

Eben so findet man die Belastung, welche auf dem zweiten (mittelbar zu belastenden) Ventile unmittelbar angebracht werden müßte, um dem Dampfdrucke das Gleichgewicht zu halten = 462·57 — 4·5 = 458·07 Pfund. Da nun das Verhältniß der Hebelarme des diesem Ventile zugehörigen Hebels = $\frac{26 \cdot 6}{3 \cdot 8}$ = 7 ist, so beträgt die auf den Aufhängepunkt des Betriebsgewichtes am Hebel reduzirte Belastung $\frac{458 \cdot 07}{7}$ = 65·44 Pfund, und folglich das für dieses Ventil erforderliche Betriebsgewicht (65·44 — 3·25) = 62·19 Pfund.

4. Welche Nutzleistung entwickelt eine Watt'sche doppelt wirkende Niederdruck-Dampfmaschine, wenn der Durchmesser des Dampfkolbens 2·44 Fuß mißt, der Kolbenschub 5·28 Fuß beträgt, und die Kurbelwelle bei einer Dampfspannung von 10·3 Pfund Druck auf einen Quadratzoll 21 Umdrehungen in der Minute macht? Wie groß ist die mittlere Geschwindigkeit des Dampfkolbens? Wie groß die Dampfmenge, welche per Secunde consumirt wird? — Da der Dampfkolben bei einer jeden Umdrehung der Kurbelwelle ein Spiel macht, d. i. einmal auf- und einmal herabgeht, demnach die Anzahl der Kolbenhübe in jeder Minute = 2.21 = 42 ist, da ferner diese Maschine eine Condensationsmaschine ohne Expansion ist, daher der vom Condensator auf den Dampfkolben herrührende Gegendruck dem §. 258 zu Folge = 230 Pfund per Quadratfuß gesetzt werden kann, die Querschnittsfläche des Kolbens aber $\frac{1}{4} . 3 \cdot 142 . \overline{2 \cdot 44}^2$ = = 4·677 Quadratfuß beträgt, so hat man zum Behufe der Bestimmung der theoretischen Leistung dieser Dampfmaschine in der Gleichung 3 des §. 258, n = 42, L = 5·28, F = 4·677, p = 144.10·3 = 1483·2, q = 230 und den Coefficienten k = 1 zu setzen, womit

$$N = \frac{1}{25800} . 42 . 5 \cdot 28 . 4 \cdot 677 \; (1483 \cdot 2 - 230) = 50 \cdot 37 \text{ Pfk}$$

gefunden wird. Da nun die Nutzleistung dieser Maschine mindestens auf 0·5 der theoretischen, also auf 25 Pfk geschätzt werden kann, bei dieser Größe der Nutzleistung aber sich aus der dem §. 258 (Seite 368) beigefügten Tabelle für den Coefficienten k der genauere Werth 0·56 ergibt, so muß man um die Nutzleistung dieser Maschine zu erhalten, den eben gefundenen theoretischen Effect derselben mit dieser Zahl multipliciren. Diesem nach wird die Nutzleistung dieser Maschine

$$N_n = 0 \cdot 56 . 50 \cdot 37 = 28 \cdot 2 \text{ Pfk}$$

betragen.

Da der Dampfkolben 42 Hübe in jeder Minute macht, so ist 42.5·28 = 221·76 Fuß der Weg, welchen der Kolben in derselben Zeit zurücklegt, mithin $\frac{221 \cdot 76}{60}$ = = 3·696 Fuß die mittlere Geschwindigkeit des Dampfkolbens. Die in jeder Secunde zum Betriebe der Dampfmaschine erforderliche Dampfmenge ist sonach = 4·677.3·696 = = 17·285 Cubikfuß. In der Wirklichkeit ist aber diese Dampfmenge wegen Abkühlung und anderweitigen Verlusten um etwa 10 Procent größer anzunehmen, so daß die in jeder Secunde zum Betriebe dieser Maschine erforderliche Dampfmenge zu 1·1.17·285 = 19·013 Cubikfuß anzunehmen wäre.

5. Welcher Nutzeffect ist von einer Hochdruck-Dampfmaschine mit Expansion und ohne Condensation zu erwarten, bei welcher der Dampfkolben einen Durchmesser von 2 Fuß hat, der Kolbenschub 4·5 Fuß beträgt, und die Kurbelwelle bei einer im Cylinder Statt findenden Dampfspannung von 3·4 Atmosphären vor der Absperrung, welche nach $\frac{1}{4}$ des Kolbenschubes eintritt, 32 Umdrehungen in der Minute macht? Wie groß

ist die zum Betriebe dieser Maschine in jeder Secunde erforderliche Dampfmenge? — Da der Dampfkolben bei dieser Maschine 2.32 = 64 Hübe in der Minute macht, ferner die Kolbenfläche $\frac{1}{4} . 3{\cdot}142 . 2^2 = 3{\cdot}142$ Quadratfuß beträgt, und der Gegendruck auf den Kolben zu 1845 Pfund angenommen werden kann, endlich das Expansionsverhältniß = 4 ist, so findet man den theoretischen Effect dieser Maschine, wenn man in der Gleichung 2 des §. 259 $n = 64$, $F = 3{\cdot}142$, $L = 4{\cdot}5$, $\varkappa = 4$, $p = 3{\cdot}4 . 1845 = 6273$, $q = 1845$ und den Coefficienten $k = 1$ setzt. Durch Substitution dieser Daten erhält man

$$N = \frac{1}{25800} . \frac{64}{4} . 6273 . 3{\cdot}142 . 4{\cdot}5 \left(1 + \log.n.4 - 4 . \frac{1845}{6273}\right).$$

Weil aber $\log.n.4 = 2{\cdot}3026 . \log.4$ ist, so hat man auch

$$N = \frac{1}{25800} . \frac{64}{4} . 6273 . 3{\cdot}142 . 4{\cdot}5 \left(1 + 2{\cdot}3026 \log.4 - 4 . \frac{1845}{6273}\right),$$

woraus sich sofort nach durchgeführter Rechnung $N = 66{\cdot}546$ Pfk ergibt. Nimmt man nun die dieser Maschine entsprechende Verhältnißzahl zwischen der Nutzleistung derselben und ihrem theoretischen Effecte zu 0·44 an, indem bei dieser Größe des theoretischen Effectes wohl ein Nutzeffect von ungefähr 30 Pferdekraft zu erwarten ist, so erhält man als Nutzeffect derselben

$$N_n = 0{\cdot}44 . 66{\cdot}546 = 29{\cdot}28 \text{ Pfk.}$$

Da ferner $3{\cdot}142 . \frac{1}{4} . 4{\cdot}5 = 3{\cdot}536$ die Dampfmenge in Cubikfuß ist, welche die Maschine während eines jeden Kolbenhubes verbraucht, in der Minute aber 64 Kolbenhübe gemacht werden, so ist das Dampfconsumo per Minute = 64 . 3·536 = = 226·304 Cubikfuß, und sonach die in jeder Secunde zum Betriebe der Maschine erforderliche Dampfmenge $= \frac{226{\cdot}304}{60} = 3{\cdot}771$ Cubikfuß.

6. Welche Zugkraft muß eine Locomotive mit vier gekuppelten Triebrädern von 430 Zentner Gewicht entwickeln, wenn sie einen Wagenzug von 3600 Zentner Bruttogewicht auf einer Bahn von $\frac{1}{100}$ Steigung fortbewegen soll? — Setzt man in der Gleichung 2 des §. 261 $Q = 3600$, $\mathfrak{Q} = 430$ und $a = 100$, so findet man die fragliche Zugkraft

$$K = 0{\cdot}6 . 3600 + 1{\cdot}2 . 430 + 100 . \frac{3600 + 430}{100} = 6706 \text{ Pfund.}$$

Anmerkung. Um zu bestimmen, ob diese Locomotive im Stande sein wird, den Wagenzug von 3600 Zentner auf der Bahn von der gegebenen Steigung fortzubewegen, muß man untersuchen, ob diese angenommene Last von 3600 Zentner größer oder kleiner ist, als die größte Last, für welche noch kein Gleiten der Triebräder auf der Bahn eintritt. Nimmt man nun das Maximum der Belastung eines Triebrades zu 80 Zentner und die Schienen im trockenen Zustande befindlich an, so hat man zur Bestimmung dieser größten Bruttolast in der Gleichung 9 des §. 261 (Anmerkung 1) $\mathfrak{Q}' = 4 . 80 = 320$ Zentner und $f = \frac{1}{5}$ zu setzen, womit sich

$$Q_m = \frac{100 . \frac{1}{5} . 100 . 320 - (1{\cdot}2 . 100 + 100)\, 430}{0{\cdot}6 . 100 + 100} = 3408{\cdot}7 \text{ Zentner}$$

ergibt. Weil nun die angenommene Last des Wagenzuges größer als die gefundene Zahl ist, so wird die Locomotive nicht im Stande sein diesen Wagenzug auf der Bahn fortzubewegen.

7. Welchen Nutzeffect entwickelt eine Locomotive von 370 Zentner Gewicht, welche einen Wagenzug von 3000 Zentner Bruttogewicht mit 2·5 Meilen Geschwindigkeit per Stunde auf einer Eisenbahn von $\frac{1}{150}$ Steigung fortschafft? — Setzt man in der Gleichung 6 des §. 261 Q = 3000, $\mathfrak{Q}$ = 370, a = 150 und $\mathfrak{V}$ = 2·5, so erhält man als Nutzleistung dieser Locomotive

$$N_n = \frac{2}{129}\left[0{\cdot}6 . 3000 + 1{\cdot}2 . 370 + 100\,\frac{3000 + 370}{150}\right] 2{\cdot}5 = 174 \text{ Pfk.}$$

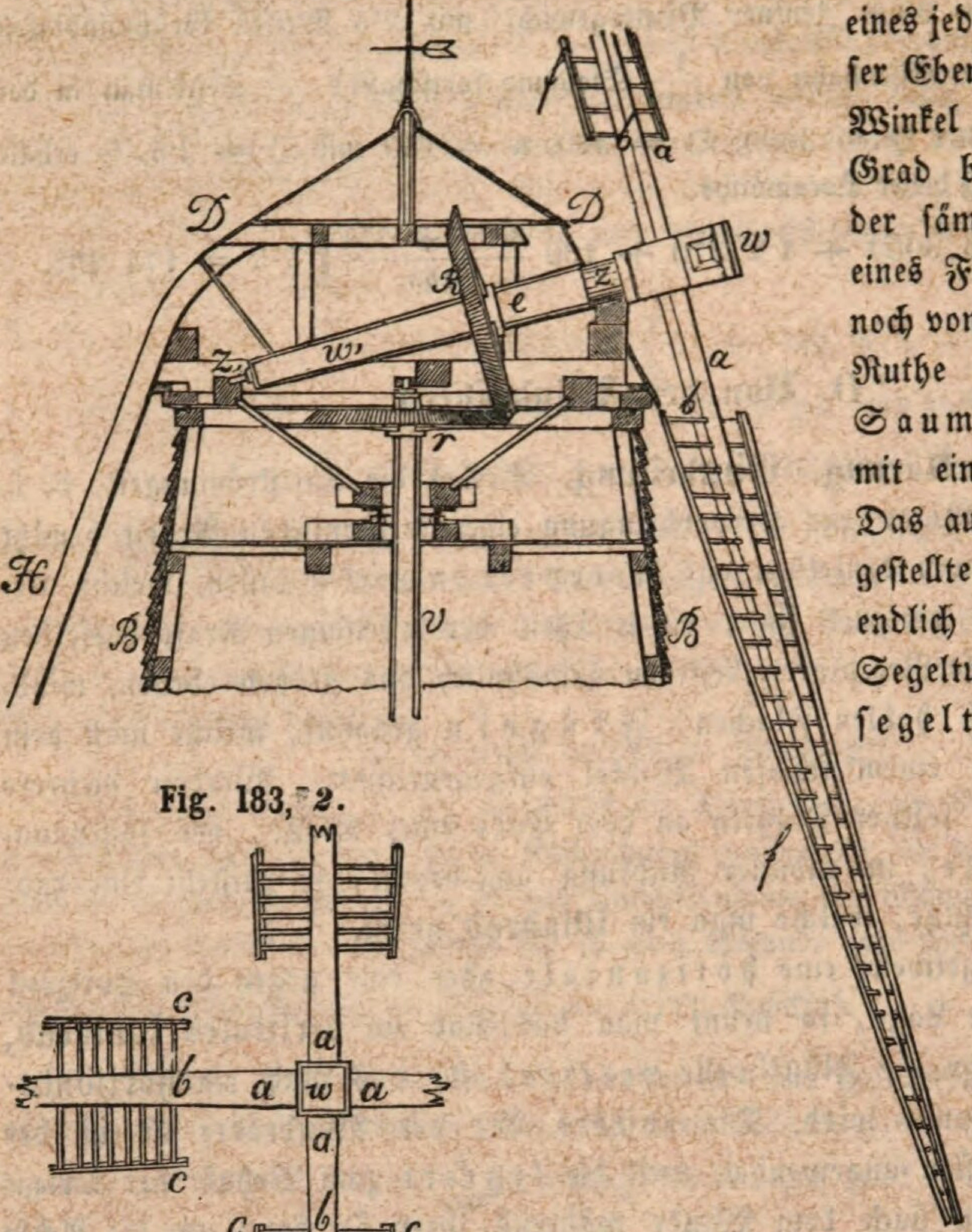
D. Von den Windrädern.

§. 263. Erklärung. Eintheilung. Sollen die Luftströmungen, d. i. der Wind als Motor zur Hervorbringung einer mechanischen Arbeit benützt werden, so muß man denselben auf Receptoren wirken lassen, welche vermöge ihrer Form geeignet sind, einen Theil der lebendigen Kraft desselben aufzunehmen. Diese Receptoren bestehen gewöhnlich aus großen ebenen, windschiefen oder auch hohlen Flächen, Flügeln genannt, welche man dem Windstrome unter einem schiefen Winkel entgegenrichtet. Werden mehrere (gewöhnlich vier) solcher Flügeln an dem Ende einer Welle, der sogenannten Flügelwelle, in radialer Richtung angebracht, so entsteht eine radförmige Kraftmaschine, welche man ein **Windrad** nennt.

Hat die Flügelwelle eine horizontale oder eine gegen den Horizont etwas geneigte Lage, so nennt man das Rad ein **verticales Windrad**, wo hingegen, wenn die Flügelwelle vertical ist, das Rad ein **horizontales Windrad** genannt wird. Die erstere Art der Windräder ist in der Praxis am häufigsten angewendet, weil die letztere zum Behufe der Orientirung der Flügeln nach dem Winde während ihrer Drehung um die Achse eine complicirte Einrichtung erfordert.

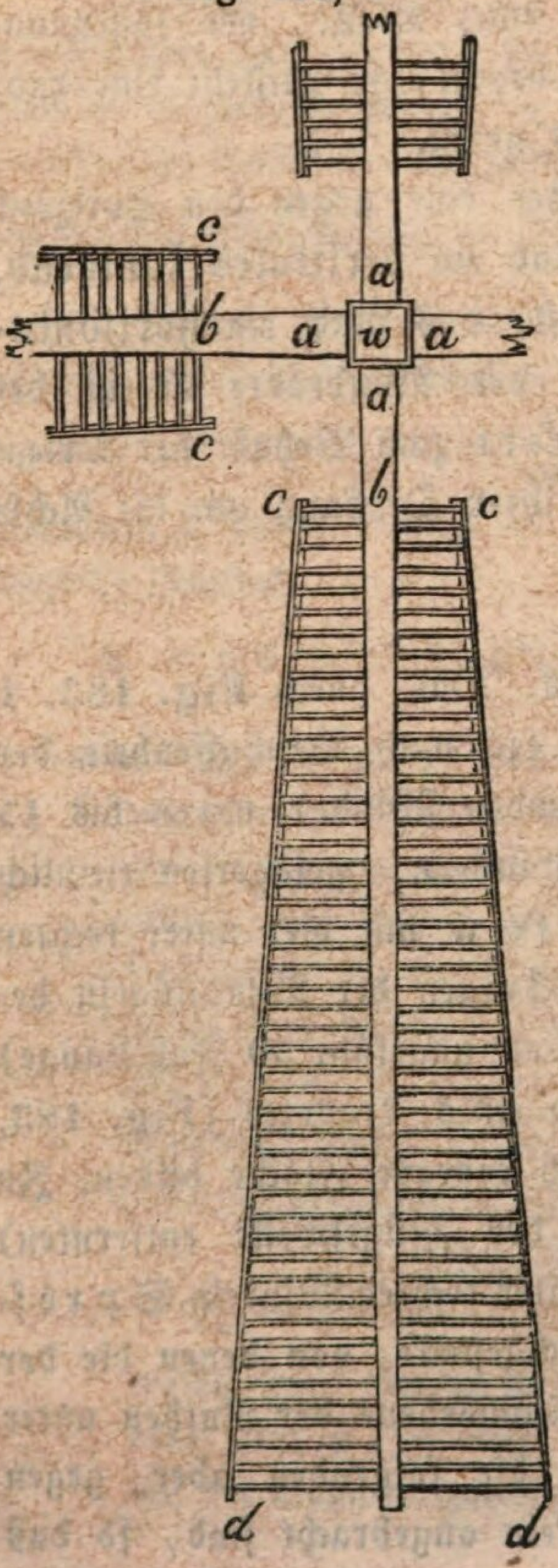
§. 264. Beschreibung eines Windrades. Das durch Fig. 183, 1 und 2 dargestellte Windrad besteht aus einer (je nach Beschaffenheit der am Orte der Aufstellung des Windrades herrschenden Winde) um 8 bis 15 Grad gegen den Horizont geneigten und bei z und z_1 gelagerten ziemlich starken Flügelwelle ww_1, welche am Kopfe w mit vier unter rechten Winkeln gegen einander angebrachten und zum Tragen der Windflügeln bestimmten Armen a, den sogenannten Ruthen (von ungefähr 30 Fuß Länge) versehen ist. Die Windflügeln f haben die Form eines Trapezes (Fig. 183, 2), und sind so construirt, daß sie eine schwach concave Fläche bilden. Zu diesem Behufe sind von den (um 6 Fuß von der Flügelwelle entfernten) Punkten b der Ruthen angefangen durch dieselben unter rechten Winkeln Sprossen in gleichen Entfernungen von einander durchgesteckt, von denen die der Flügelwelle zunächst liegenden cc gegen die Rotationsebene der Ruthen unter einem Winkel von beiläufig 30 Grad geneigt, die folgenden aber gegen diese Ebene mit stets abnehmenden Neigungswinkeln angebracht sind, so daß

Fig. 183, *1*.



die äußerste Sprosse d d eines jeden Flügels mit dieser Ebene nur noch einen Winkel von ungefähr 6 Grad bildet. Die Enden der sämmtlichen Sprossen eines Flügels sind ferner noch von beiden Seiten der Ruthe durch Latten c d, Saumlatten genannt, mit einander verbunden. Das auf diese Weise hergestellte Flügelgerippe ist endlich noch entweder mit Segeltuch überzogen (besegelt), oder mit dünnen Brettern, den sogenannten Windthüren, bedeckt, wodurch jeder Flügel eine doppelt gekrümmte Fläche bildet, welche gegen die Richtung des Windes etwas concav ist.

Fig. 183, 2.



Um die in Folge der Einwirkung des Windes auf die Flügeln des Windrades entstehende Rotationsbewegung der Flügelwelle auf die zu betreibende Maschine, als z. B. auf eine Mahlmühle, ein Stampfwerk, eine Oelpresse, eine Dreschmaschine u. s. w. zu übertragen, ist an derselben bei e das conische Transmissionsrad **R** angebracht, welches mit einem an der verticalen Achse v, dem sogenannten Königsbaume oder der Königswelle befestigten Getriebe **r** im Eingriffe steht. Außerdem ist an dieser Achse und zwar an einer tiefer liegenden Stelle derselben noch ein Rad angebracht, von welchem erst die Bewegung auf die zu betreidenden Arbeitsmaschinen übertragen wird.

Dieser eben beschriebene Mechanismus ist mit Ausnahme der Windflügeln von einem thurmartigen, aus Holz gezimmerten oder aus Steinen aufgeführten, und nach Oben zu sich verjüngenden Baue **BB** umschlossen. **DD** ist das bewegliche Dach desselben, die Haube genannt. An derselben ist ein langer bis nahe an den Erdboden herabgehender Hebel **H**, der sogenannte Sterz befestiget, vermittelst dessen die Haube sammt dem Windrade um eine verticale Achse gedreht, dasselbe also nach dem Winde gestellt (orientirt) werden kann. Damit aber die Haube ohne große Kraftanstrengung gedreht werden könne, steht dieselbe mittelst eines eisernen an ihr angebrachten Ringes (des Laufringes) auf eisernen durch Kränze mit einander verbundenen Rollen, welche ihrerseits auf einem an dem obersten Theile des thurmartigen Baues **BB** befestigten eisernen Ringe (dem Rollringe) laufen.

Anmerkung. Einen solchen thurmartigen, oben mit einem Windrade versehenen und die Transmission sammt den zu betreibenden Arbeitsmaschinen umschließenden Bau nennt man eine **Windmühle**. Man unterscheidet zwei Arten von Windmühlen mit verticalem Windrade, und zwar die **deutsche Windmühle**, auch **Bockmühle** und die **holländische Windmühle**, auch **Thurmmühle** genannt. Bei den Windmühlen der ersten Art läßt sich der ganze Bau sammt dem Windrade um eine feststehende Säule, den sogenannten Hausbaum drehen, während bei den Windmühlen der zweiten Art nur das Dach (die Haube) des Baues sammt dem Windrade drehbar ist. Die vor beschriebene Anordnung eines Windrades ist somit eine solche, wie sie bei den holländischen Windmühlen gebräuchlich ist.

§. 265. Bestimmung des Nutzeffectes eines Windrades. Da der Erfahrung zu Folge bei Windflügeln, welche auf holländische Art angeordnet sind, der von den Flügeln auf die Flügelwelle übertragene Effect mit ihrer Oberfläche und beinahe mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit des Windes wächst, so kann man, wenn **F** die totale Oberfläche der sämmtlichen Flügeln eines Windrades in Quadratfuß, **V** die Geschwindigkeit des Windes in Fußen, **k** einen Erfahrungscoefficienten, E_n den Nutzeffect der Windflügeln in Fußpfund und N_n in Pferdekräften bezeichnet, den Nutzeffect eines Windrades durch

$$E_n = k F V^3 \text{ Fpf} \ldots (1,$$

oder durch

$$N_n = \frac{k}{430} F V^3 \text{ Pfk} \ldots (2$$

ausdrücken, wobei den in dieser Beziehung vorgenommenen Versuchen zu Folge $k = 0{\cdot}0006$ gesetzt werden kann, wenn die Umfangsgeschwindigkeit der Flügeln eine dem Maximum des Nutzeffectes nahezu gleichkommende ist; diese wurde aber $= 2{\cdot}6\,V$ gefunden.

Ist nun **P** die auf den Umfang des Windrades reduzirte Stoßkraft des Windes auf die Flügeln in Pfunden, so ist $2{\cdot}6\,P V$ der Nutzeffect des Windrades in Fußpfunden, und demnach

$$2{\cdot}6\,P V = k F V^3,$$

woraus sich $$P = \frac{k}{2{\cdot}6} F V^2 \ldots (3$$
ergibt.

Die vorherrschende und für den Effect eines Windrades vortheilhafteste Geschwindigkeit des Windes ist 18 bis 22 Fuß.

Anmerkung. Man unterscheidet nach der Größe der Geschwindigkeit folgende Winde:

Sehr schwachen Wind . . .	mit	3	Fuß Geschwindigkeit
Schwachen Wind	„	6	„ „
Lebhaften Wind	„	18	„ „
Sehr lebhaften Wind . . .	„	30	„ „
Starken Wind	„	45	„ „
Sehr starken Wind	„	60	„ „
Sturmwind	„	70 bis 90	„ „
Orkan	„	100 und mehr	„ „

Die Windgeschwindigkeit wird am sichersten durch besondere Instrumente ermittelt, welche man Anemometer oder Windmesser nennt. Zu diesen gehören: der Woltmann'sche Flügel, das Lind'sche Anemometer, das Differenzial-Anemometer von Wollaston u. s. w. Zur Bestimmung der Windrichtung aber bedient man sich der Wind- oder Wetterfahnen, oder der sogenannten Wetterhähne.

§. 266. **Beispiele.** 1. Welcher Effect entspricht einem holländischen Windrade, dessen Flügeln eine Gesammtoberfläche von 460 Quadratfuß dem gegen sie mit 20 Fuß Geschwindigkeit anstoßenden Winde darbieten? Wie groß ist die auf den Umfang des Windrades reduzirte Stoßkraft des Windes? — Der fragliche Effect des Windrades ist der Gleichung 2 des vorhergehenden Paragraphes gemäß

$$N_n = \frac{0{\cdot}0006}{430} . 460 . \overline{20}^3 = 5{\cdot}13 \text{ Pfk.}$$

Die auf den Umfang des Windrades reduzirte Stoßkraft des Windes ist aber der Gleichung 3 des bezogenen Paragraphes zu Folge

$$P = \frac{0{\cdot}0006}{2{\cdot}6} . 460 . \overline{20}^2 = 42{\cdot}46 \text{ Pfd.}$$

2. Wie groß soll die Oberfläche der sämmtlichen Flügeln eines Windrades gemacht werden, wenn dasselbe bei einer Windgeschwindigkeit von 22 Fuß einen Nutzeffect von 6 Pferdekräften entwickeln soll? — Der Gleichung 2 des vorhergehenden Paragraphes zu Folge ist

$$6 = \frac{0{\cdot}0006}{430} . F . \overline{22}^3$$

zu setzen, woraus sich sofort

$$F = \frac{6 . 430}{0{\cdot}0006 . \overline{22}^3} = 403{\cdot}8 \text{ Quadratfuß}$$

ergibt. Gibt man nun dem Windrade 4 Flügeln, so muß jeder Flügel eine Oberfläche von 100·95 Quadratfuß erhalten.

Sechstes Kapitel.

Von den Arbeitsmaschinen.

§. 267. Eintheilung der Arbeitsmaschinen im Allgemeinen. Da alle mechanischen Veränderungen der Körper der Wesenheit nach entweder auf Orts- oder auf Formveränderungen beruhen (§. 75), so lassen sich die Arbeitsmaschinen (§. 84) in zwei Klassen eintheilen.

In die erste Klasse können jene Arbeitsmaschinen eingereiht werden, vermittelst denen eine Ortsveränderung der Körper hervorgebracht wird, also die Maschinen zum Heben, Aufziehen und Fortschaffen der festen und flüssigen Körper, als: die Heb- und Aufzugmaschinen, die Pumpen, die Gebläsemaschinen u. s. w.

In die zweite Klasse gehören jene Arbeitsmaschinen, deren Arbeit in der Hervorbringung einer Formänderung der Körper besteht. Zu diesen gehören die Pressen, die Mahl- und Sägemühlen, die Hammer- und Stampfwerke, u. s. w.

A. Von den Heb- und Aufzugmaschinen.

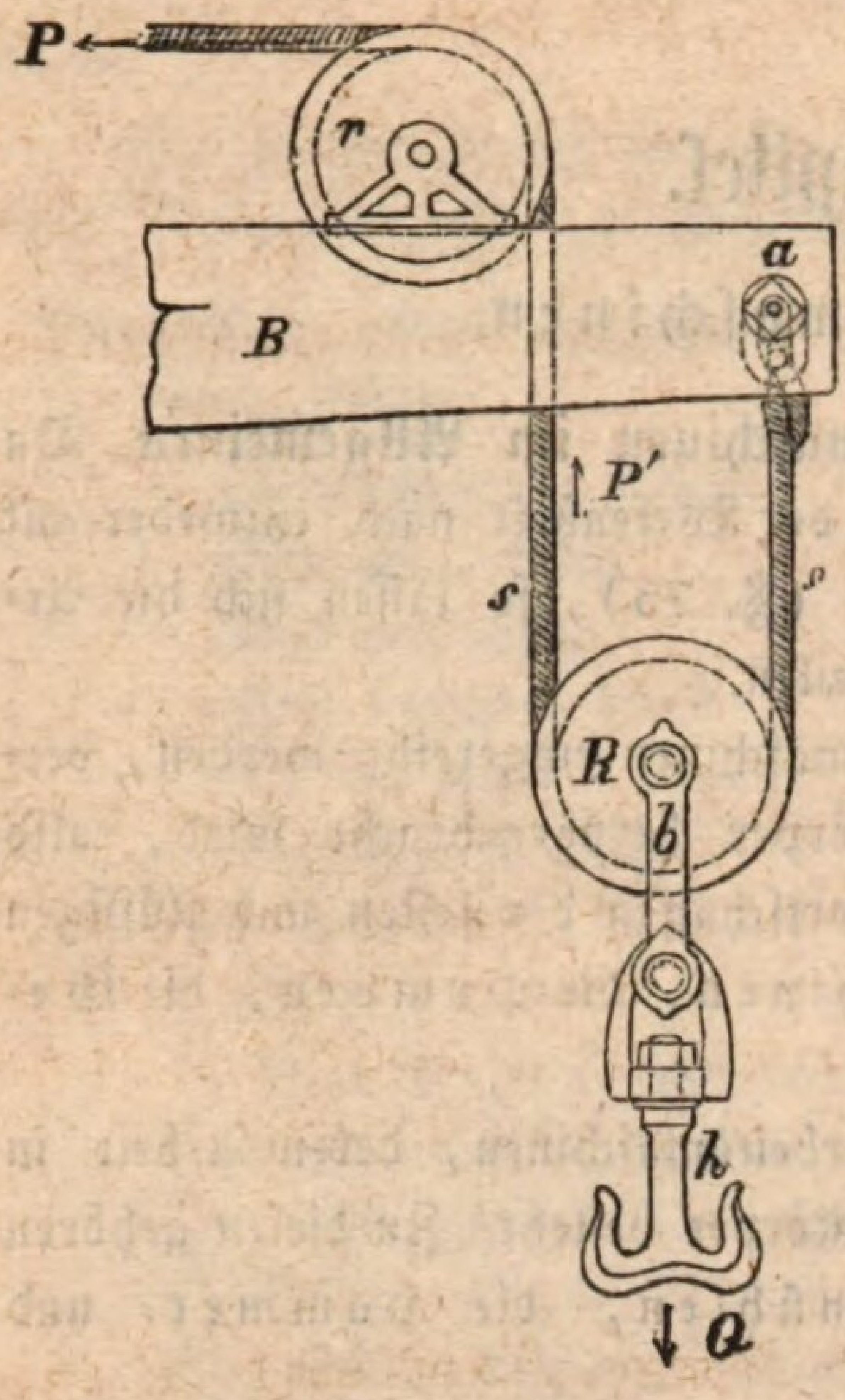
§. 268. Eintheilung. Die wichtigsten der zum Heben und Aufziehen der festen Körper dienenden Maschinen, welche durch Menschenkraft in Bewegung gesetzt werden, sind außer den in dem fünften Kapitel des zweiten Abschnittes (§§. 200—216) behandelten noch folgende: 1. Der Rollenzug, 2. der Flaschenzug, 3. die Wagen- und Bauwinde, 4. der Haspel mit Räderwerk und 5. der Krahn.

1. Der Rollenzug.

§. 269. Beschreibung eines einfachen Rollenzuges. Der durch **Fig. 184** dargestellte **einfache Rollenzug** besteht aus einer Schnur (oder einer Kette) **s**, welche einerseits an einem festen Punkte, z. B. an dem Bolzen **a** des aus zwei Pfosten gebildeten Trägers **B** befestiget ist, andererseits aber zum Behufe der Richtungsänderung über eine feste auf diesem Träger drehbar angebrachte Rolle **r** geht, und dazwischen die bewegliche Rolle **R** trägt, an deren Achse vermittelst der Hängeschienen **b** und des Doppelhakens **h** die zu hebende Last angehängt ist.

Anmerkung. Denkt man sich an dem Haken h statt der Last Q eine zweite Schnur angehängt, welche mit dem anderen Ende an einem in der Verlängerung des Trägers B liegenden Punkte befestiget ist, und eine zweite bewegliche, mit einem Haken zur Aufnahme der anzuhängenden Last versehene Rolle trägt, so hat man einen **Rollenzug** mit zwei beweglichen Rollen. Verbindet man fer-

Fig. 184.



ner auf die nämliche Weise noch eine oder mehrere bewegliche Rollen mit dieser Vorrichtung, so erhält man einen Rollenzug mit drei und mehr beweglichen Rollen.

§. 270. Theorie dieser Maschine.

Bezeichnet Q die mittelst dieser Maschine zu hebende Last, so ist, da die beiderseits der beweglichen Rolle liegenden Schnurstücke zu einander parallel sind, mit Vernachlässigung des gegenüber der Last gewöhnlich nur unbedeutenden Gewichtes der beweglichen Rolle und ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung die Spannung S des von der beweglichen Rolle auf die feste übergehenden Schnurstückes für den Zustand des Gleichgewichtes, wie bekannt, gleich der halben Last, also $S = \frac{1}{2} Q$.

Bezeichnet ferner P die Intensität der Zugkraft, welche an dem von der festen Rolle herabhängenden Schnurende unter der Voraussetzung zu wirken hat, daß zwischen ihr und der Spannung S des früher genannten Schnurstückes das Gleichgewicht bestehe, so muß, wenn man auch hier die Nebenhindernisse der Bewegung unberücksichtiget läßt, der Theorie der festen Rolle zu Folge, $P = S$, und mit Beziehung auf den obigen Werth von S,

$$P = \frac{1}{2} Q \ldots (1$$

sein.

Aus dieser Gleichung erhellet, daß sich für den Zustand des Gleichgewichtes zwischen der an dieser Maschine wirkenden Zugkraft und der Last ein namhafter Gewinn an Kraft ergibt. Da aber diese Zugkraft während der Hebung der Last auf eine Höhe h, wie begreiflich, einen doppelt so großen Weg zurücklegen muß, so folgt, daß bei der Arbeit mit dieser Maschine eben so viel an Geschwindigkeit verloren geht, als an Kraft gewonnen wird, demnach durch Anwendung derselben ebenfalls keine Vergrößerung der Arbeit der bewegenden Kraft erzielt werden kann (§. 103).

Anmerkung. Berücksichtiget man die an dieser Maschine vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung, als: die Reibung an den Achsen der beweglichen und festen Rolle, so wie den aus der Steifigkeit der Schnur herrührenden Widerstand, so muß, wenn man die Spannung des an dem Träger B befestigten Schnurstückes mit S′, die Halbmesser der beweglichen und festen Rolle mit R und r, die Durchmesser ihrer Achsen mit D und d, den Coefficienten der Achsenreibung mit f′ und den Durchmesser der Schnur mit

δ bezeichnet, für den Gleichgewichtszustand an dieser Maschine die Gleichung $SR = S'R + f'Q\frac{D}{2} + k\frac{\delta^2}{2R}S'R$ bestehen, wobei k der Coefficient des Widerstandes der Steifigkeit der Schnur ist, welcher dem §. 58 zu Folge $= 0{\cdot}685$ gesetzt werden kann. Da aber $S + S' = Q$ sein muß, so ergibt sich aus der oben aufgestellten Gleichung für die Spannung des von der beweglichen Rolle auf die feste übergehenden Schnurstückes der Werth

$$S = \frac{1 + f'\frac{D}{2R} + k\frac{\delta^2}{2R}}{2 + k\frac{\delta^2}{2R}}Q \ldots (2.$$

Weil ferner $Pr = Sr + f'\mathfrak{P}\frac{d}{2} + k\frac{\delta^2}{2r}Sr$ sein muß, wobei $\mathfrak{P}$ den auf die Achse der festen Rolle resultirenden Druck bezeichnet, welcher durch $\sqrt{[P^2 + S^2 + 2PS\cos\alpha]}$ gemessen wird, wenn α den Winkel bezeichnet, den die Richtungen der beiden Schnurstücke mit einander bilden, so hat man zur Bestimmung der nöthigen Zugkraft noch die Gleichung

$$P = \left(1 + k\frac{\delta^2}{2r}\right)S + f'\frac{d}{2r}\mathfrak{P} \ldots (3.$$

Für $\alpha = 90°$, (welcher Werth des Winkels α dem durch die obige Figur dargestellten Falle entspricht), wird wegen $\cos\alpha = 0$, $\mathfrak{P} = \sqrt{[P^2 + S^2]}$, oder, wenn man, da die Zugkraft P eine noch unbekannte Größe ist, in diesem Wurzelausdrucke näherungsweise S für P setzt, $\mathfrak{P} = S\sqrt{2} = 1{\cdot}4S$, so daß man durch Substitution dieses Werthes in der Gleichung 3 zur Bestimmung der Kraft P unter der gemachten Voraussetzung den Ausdruck

$$P = \left(1 + 1{\cdot}4\,f'\frac{d}{2r} + k\frac{\delta^2}{2r}\right)S \ldots (4$$

erhält. Ist aber $\alpha = 0$, (welches der Fall ist, wenn die Schnurstücke beiderseits der festen Rolle zu einander parallel sind), so ist $\mathfrak{P} = P + S$, oder näherungsweise $\mathfrak{P} = 2S$ zu setzen, womit sich aus der Gleichung 3 die Relation

$$P = \left(1 + f'\frac{d}{r} + k\frac{\delta^2}{2r}\right)S \ldots (5$$

ergibt.

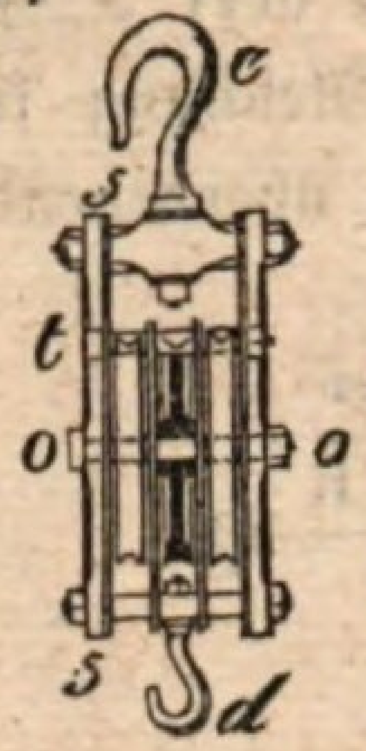
2. Der Flaschenzug.

§. 271. Erklärung. Beschreibung eines Flaschenzuges. Sind zwei oder mehrere Rollen auf diese Weise mit einander verbunden, daß ihre Achsen in einem gemeinschaftlichen Kloben (Gehäuse) gelagert sind, so nennt man eine solche Verbindung eine Flasche; und eine aus zwei solchen Flaschen (von welchen die eine an einem fixen Punkte befestiget, die andere aber, an welcher die zu hebende Last angehängt wird, beweglich ist) bestehende Vorrichtung, bei welcher die Verbindung derselben unter einander vermittelst einer an einer der beiden Flaschen befestigten und hierauf über je zwei correspondirende Rollen dieser Flaschen gelegten Schnur hergestellt ist, einen **Flaschenzug**.

Fig. 185 zeigt einen **Flaschenzug** in einer Ansicht (Fig. 185, 1) und einer Seitenansicht derselben (Fig. 185, 2). a ist die feste Flasche des Flaschenzuges, deren Haken c zum Aufhängen derselben an einem fixen Punkte, z. B. an einem Balken dient, während an dem unterhalb dieser Flasche angebrachten Haken d das eine Schnurende befestiget wird. Die bewegliche Flasche b ist aber nur unten mit einem zum Anhängen der zu hebenden Last bestimmten Haken e versehen. Jede der beiden Flaschen umfaßt drei neben einander liegende gußeiserne Rollen von gleicher Größe (von denen die mittlere in Fig. 185, 2 im Durchschnitte dargestellt ist), welche sich um eine durch die Seitenwände der Flasche gehende Achse o o drehen können. Die Seitenwand s einer Flasche besteht aber aus einem in der aus der Figur ersichtlichen Form ausgearbeiteten Eisenbleche, und einer zur Erzielung einer größeren Festigkeit von Außen angebrachten Tragschiene t.

1. Fig. 185, 2.





Anmerkung. Man hat auch Flaschenzüge, bei welchen die neben einander liegenden Rollen von ungleichen Durchmessern sind, so wie auch solche, bei welchen die Rollen einer Flasche nicht neben einander an einer gemeinschaftlichen Achse, sondern unter einander und zwar jede an einer besonderen Achse angebracht sind.

§. 272. **Theorie dieser Maschine.** Nimmt man an, daß die sämmtlichen zwischen je zwei zusammengehörigen Rollen der beiden Flaschen des im Obigen beschriebenen Flaschenzuges liegenden Schnurstücke zu einander parallel sind, — welches jedoch, wenn die Flaschen nicht zu nahe an einander liegen, nur näherungsweise vorausgesetzt werden kann, weil die Schnur in der Wirklichkeit aus der Ebene einer Rolle der einen Flasche in die Ebene der entsprechenden Rolle der zweiten Flasche in schiefer Richtung übergeht, — abstrahirt man ferner von den Nebenwiderständen, welche während der Arbeit mit dieser Maschine eintreten, so wird sich, (weil die an der oberen Flasche befestigte Schnur der Reihe nach über alle Rollen der beiden Flaschen geht), die an dem Haken der beweglichen Flasche angehängte Last auf alle zwischen den zusammengehörigen Rollen der beiden Flaschen liegenden Schnurstücke vertheilen, und da der Theorie der festen und beweglichen Rolle zu Folge die Spannung der beiderseits einer Rolle liegenden Schnurstücke im Gleichgewichtszustande gleich groß sein müßte, wenn keine Nebenwiderstände der Bewegung Statt finden würden, so folgt, daß sich diese Last unter der obigen Voraussetzung auf alle tragenden Schnurstücke gleichmäßig vertheilen wird. Weil

aber die Anzahl der tragenden Schnurstücke eben so groß ist, als die Anzahl der in den beiden Flaschen enthaltenen Rollen, indem das von der letzten Rolle der festen Flasche herabgehende Schnurende, an welchem die ziehende Kraft wirkt, nur zum Behufe der Richtungsänderung der Kraft über diese Rolle gelegt ist, so muß die Spannung eines jeden der tragenden Schnurstücke dem so vielten Theile der an der beweglichen Flasche angehängten Last gleich sein, als tragende Schnüre am Flaschenzuge vorkommen.

Ist daher Q die Größe dieser Last, so wird dem eben Gesagten zu Folge die Spannung eines jeden Schnurstückes des durch die obige Figur dargestellten Flaschenzuges, welcher 6 Rollen in einer Flasche enthält, durch $\frac{1}{6}$ Q, demnach auch die Zugkraft, welche an dem freien Schnurende wirken muß, um der Last Q das Gleichgewicht zu halten, durch $\frac{1}{6}$ Q gemessen. Bezeichnet man nun mit n die Anzahl der in den beiden Flaschen eines Flaschenzuges enthaltenen Rollen und mit P die für das Gleichgewicht an dieser Maschine erforderliche Zugkraft, so muß im Allgemeinen

$$P = \frac{1}{n} Q \ldots (1$$

sein.

Ist ferner h die Höhe, auf welche die Last Q in einer gewissen Zeit gehoben wird und l der Weg, welchen der Angriffspunkt der Kraft P in der nämlichen Zeit zurücklegt, so gibt das Product Qh die Größe der in dieser Zeit vollführten Arbeit, und das Product Pl die Größe der in der nämlichen Zeit von Seite der Kraft entwickelten Wirkung. Nun muß aber, wenn man von den Nebenhindernissen der Bewegung abstrahirt, $Pl = Qh$ sein, aus welcher Gleichung sich sofort, wenn man für P den obigen Werth (aus 1) substituirt, $\frac{1}{n} l = h$, oder

$$l = nh \ldots (2$$

ergibt.

So z. B. muß bei einem Flaschenzuge mit 6 Rollen der Angriffspunkt der Kraft für jeden Fuß der Höhe, auf welche die Last gehoben wird, einen Weg von 6 Fuß zurücklegen. Da nun die zur Hebung einer Last von 600 Pfund nöthige Zugkraft für das Gleichgewicht der Gleichung 1 gemäß $\frac{1}{6} . 600 = 100$ Pfund beträgt, so ist die Wirkung der Kraft $= 100 . 6 =$ $= 600$ Fpf und die Nutzarbeit $= 600 . 1$ also ebenfalls $= 600$ Fpf, woraus zu ersehen ist, daß auch bei dieser Maschine die Last um so langsamer gehoben wird, je größer der Vortheil an Kraft ist, also eben so viel an Geschwindigkeit verloren geht, als an Kraft gewonnen wird.

Anmerkung 1. Die an einem Flaschenzuge vorkommenden Nebenhindernisse der Bewegung sind: die Achsenreibung und die Steifigkeit der Schnur. Bezeichnet man mit n die Anzahl der Rollen eines Flaschenzuges, mit D den Durchmesser derselben, mit d den Achsendurchmesser, mit δ den Durchmesser der um die Rollen des Flaschenzuges gelegten Schnur, ferner mit f' den Coef-

ficienten der Achsenreibung und mit k denjenigen des Steifigkeitswiderstandes der Schnur, endlich mit S_1, $S_2 \ldots S_n$ die Spannungen der auf einander folgenden Schnurstücke von dem an dem unteren Haken der festen Flasche befestigten an gerechnet, so muß, wie es aus der Theorie der Rollen bekannt ist, mit Berücksichtigung der Nebenhindernisse der Bewegung,

$$S_2 = S_1 + 2\,f'\frac{d}{D}S_1 + k\frac{\delta^2}{D}S_1 = \left[1 + 2\,f'\frac{d}{D} + k\frac{\delta^2}{D}\right]S_1,$$

oder wenn man Kürze halber den Ausdruck $\left[1 + 2\,f'\frac{d}{D} + k\frac{^2}{D}\right] = K$ setzt, auch $S_2 = K\,S_1$ sein. Ferner muß ebenso

$$S_3 = \left[1 + 2\,f'\frac{d}{D} + k\frac{\delta^2}{D}\right]S_2,$$

und mit Rücksicht auf die oben angenommene Bezeichnung des in den Klammern stehenden Ausdruckes $S_3 = K\,S_2$, oder wenn man für S_2 den früher gefundenen Werth substituirt, auch $S_3 = K^2\,S_1$ sein. Auf die nämliche Weise findet man $S_4 = K\,S_3 = K^3\,S_1$, u. s. w. und endlich $S_n = K\,S_{n-1} = K^{n-1}S_1$. Ist nun Q die zu hebende Last mit Einschluß des Gewichtes der unteren Flasche, so muß für das Gleichgewicht

$$Q = S_1 + S_2 + S_3 + \ldots + S_n = [1 + K + K^2 + \ldots + K^{n-1}]\,S_1$$

sein. Da ferner die Kraft P an der über die n^{te} Rolle der festen Flasche gelegten Verlängerung des letzten, d. i. des n^{ten} Schnurstückes wirkt, somit noch die Nebenhindernisse der Bewegung für diese Rolle bei der Bestimmung der Kraft in Rechnung zu ziehen sind, so muß dem Obigen gemäß

$$P = \left[1 + 2\,f'\frac{d}{D} + k\frac{\delta^2}{D}\right]S_n = K\,S_n \text{ oder } P = K^n S_1$$

sein. Weil aber $S_1 = \frac{Q}{1 + K + K^2 \ldots + K^{n-1}}$ ist, so ergibt sich durch Substitution dieses Werthes in der letzten Gleichung

$$P = \frac{K^n}{1 + K + K^2 + \ldots + K^{n-1}}\,Q,$$

und, wegen $[1 + K + K^2 + \ldots + K^{n-1}] = \frac{K^n - 1}{K - 1}$, sofort

$$P = \frac{K^n\,(K - 1)}{K^n - 1}\,Q \ldots (3.$$

wobei

$$K = 1 + 2\,f'\frac{d}{D} + k\frac{\delta^2}{D} \ldots (4$$

zu setzen ist. Endlich ist die Spannung des an der festen Flasche befestigten Schnurstückes

$$S_1 = \frac{1}{K^n}\,P \ldots (5.$$

Setzt man in der Gleichung 3 den Exponenten $n = \infty$, d. h. nimmt man einen Flaschenzug mit unendlich vielen Rollen an, so wird $P = \frac{K^\infty\,(K - 1)}{K^\infty - 1}\,Q$, oder, da K^∞ eine unendlich große Zahl ist, gegen welche die abzuziehende Einheit im Nenner des letzten Ausdruckes verschwindet,

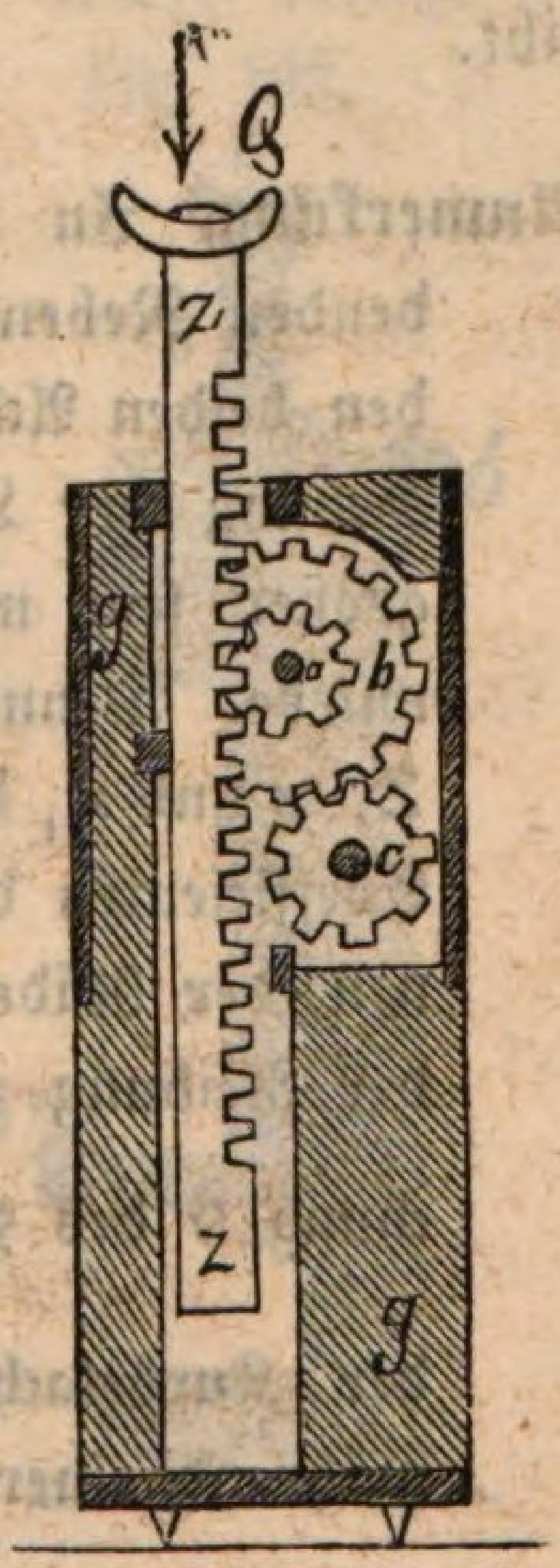
auch $P = \frac{K^{\infty}(K-1)}{K^{\infty}} Q = (K-1) Q$. Da nun in den gewöhnlich vorkommenden Fällen der Werth von K zwischen 1·1 und 1·2 liegt, so wird der Werth von P zwischen $\frac{1}{10}$ und $\frac{1}{5}$ Q liegen, woraus ersichtlich, daß Flaschenzüge mit einer großen Rollenzahl (abgesehen davon, daß solche complicirte Apparate äußerst unpractisch wären) keinen großen Vortheil gewähren.

Anmerkung 2. Ist δ der Durchmesser der tragenden Schnur eines Flaschenzuges, so gebe man den Rollen desselben einen Durchmesser von 7δ, und den Achsen, auf welchen sich die Rollen drehen, einen Durchmesser von $0·9\delta$, $1·1\delta$ oder $1·2\delta$, je nachdem die Rollenzahl eines Flaschenzuges = 4, 6 oder 8 ist. Für Flaschenzüge mit Ketten aber kann man, wenn Δ den Durchmesser des Ketteneisens bezeichnet, den Rollen desselben einen Durchmesser von 21Δ und jeder der beiden Achsen, auf welchen sich die Rollen drehen, einen Durchmesser von $3·5\Delta$, 4Δ oder $4·3\Delta$ geben, je nachdem der Flaschenzug 4, 6 oder 8 Rollen in beiden Flaschen enthält.

3. Die Wagen- und Bauwinde.

§. 273. Erklärung. Beschreibung der gewöhnlichen Winde. Die **Wagen-** oder **Bauwinden** sind Maschinen, welche zum Heben bedeutender Lasten, als z. B. belasteter Wägen zum Behufe des Einschmierens ihrer Radachsen, der Locomotivmaschinen und der Eisenbahnwägen bei eingetretener Entgleisung, anderer Maschinen von großem Gewichte u. s. w. auf kleinere Höhen dienen. Es gibt mehrere Arten solcher Winden. **Fig. 186** stellt die **gewöhnliche** oder die **gemeine Wagen-** und **Bauwinde** in einem Verticaldurchschnitte vor. zz ist eine Zahnstange, welche in einer Coulisse des auf einer festen Unterlage, z. B. dem Erdboden stehenden und zum Behufe eines sicheren Standes unten mit Spitzen versehenen Gehäuses gg verschiebbar ist. Die Verschiebung derselben wird vermittelst des aus einem mit der Zahnstange im Eingriffe stehenden Getriebes a, ferner eines an der nämlichen Achse befestigten Rades b und eines in dieses eingreifenden Getriebes c bestehenden Räderwerkes, und einer mit dem letzteren Getriebe auf einer gemeinschaftlichen Achse angebrachten Handkurbel hervorgebracht. Soll nun vermittelst dieser Maschine eine Last gehoben werden, so bringt man dieselbe unter die zu hebende Last je nach Umständen in einer verticalen oder schiefen Lage derart an, daß der untere Theil der Winde auf der einen Stützpunkt bildenden Unterlage aufsteht, die Last aber auf der an dem oberen Ende der Zahnstange angebrachten Klaue aufliegt.

Fig. 186.



§. 274. Theorie dieser Winde. Bezeichnet **P** die Kraft, welche an der Kurbel dieser Maschine ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse der Bewegung wirken müßte, um der zu hebenden Last **Q** das Gleichgewicht zu halten, **r** den Halbmesser des Getriebes **a**, **R** denjenigen des Rades **b** und r_1 den Halbmesser des Getriebes **c**, so wie endlich R_1 die Kurbellänge, so muß, da die Last **Q** als ein am Umfange des Getriebes **a** wirkender Widerstand zu betrachten ist, dem in dem §. 150 Auseinandergesetzten zu Folge $\frac{P}{Q} = \frac{r r_1}{R R_1}$ und

$$P = \frac{r r_1}{R R_1} Q \ldots (1$$

sein.

Ist **h** die Höhe, auf welche die Last **Q** mittelst dieser Maschine in einer Secunde gehoben wurde, so ist die Nutzleistung

$$E_n = Q h \ldots (2,$$

und wenn die Kraft **P** zur Hervorbringung derselben durch einen Weg **v** thätig sein mußte, so ist $E = P v$ der Effect derselben. Weil aber, wenn man von den Nebenhindernissen der Bewegung abstrahirt, der Effect der Kraft gleich dem der Last sein muß, so hat man die Gleichung $P v = Q h$, aus welcher sich sofort, wenn man für **P** den obigen Werth (Gleichung 1) substituirt,

$$h = \frac{r r_1}{R R_1} v \ldots (3,$$

oder wenn man mit **n** die Anzahl der Umdrehungen der Kurbelachse in einer Minute bezeichnet, wegen $v = \frac{\pi}{30} R_1 n$, auch

$$h = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{r r_1}{R} \cdot n \ldots (4$$

ergibt.

Anmerkung. In Folge der während der Arbeit mit dieser Maschine Statt findenden Nebenhindernisse der Bewegung und zwar der Zapfenreibung an den beiden Achsen der Maschine, so wie der Zahnreibung wird die zur Hebung der Last Q im Zustande des Gleichgewichtes nöthige Kraft größer sein müssen, als sie ohne Berücksichtigung dieser Hindernisse gefunden wurde. Denn bezeichnen d und d_1 die Zapfendurchmesser der beiden Achsen, Z, z und z_1 die Zähnezahlen der drei Räder a, b und c, ferner f und f′ die Coefficienten der Zahn- und der Zapfenreibung und q den zwischen den Zähnen der Räder b und c Statt findenden Druck, so muß, weil der Betrag der Reibung zwischen den Zähnen der beiden Stirnräder b und c, der Gleichung 9 des §. 150 gemäß, durch $f \pi \left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{z_1}\right) q$, und die Größe der an der Kurbelachse Statt findenden Zapfenreibung, wenn man den größten während einer Umdrehung der Kurbel vorkommenden Druck auf die Zapfen

in Rechnung bringt, durch $f'(P + q)$ gemessen wird, für das Gleichgewicht die Gleichung

$$P R_1 = q r_1 + f\pi\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{z_1}\right) q r_1 + f'\left(P + q\right)\frac{d_1}{2} \quad \ldots (1$$

bestehen. Nun ist aber ohne Berücksichtigung der Zapfenreibung

$$P R_1 = q r_1 + f\pi\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{z_1}\right) q r_1, \text{ oder}$$

$$P R_1 = \left[1 + f\pi\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{z_1}\right)\right] q r_1 \text{ und } P = \left[1 + f\pi\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{z_1}\right)\right]\frac{r_1}{R_1} q,$$

so daß man der einfacheren Berechnung halber in dem dritten Gliede des rechts des Gleichheitszeichens stehenden Ausdruckes für P ohne Anstand den eben gefundenen Näherungswerth setzen kann.

Da ferner der Betrag der Reibung zwischen den Zähnen des Getriebes a und der Zahnstange z, der Gleichung 4 des §. 155 zu Folge, $= f\pi \frac{1}{z} Q$, und die Größe der Zapfenreibung an der zweiten Achse $= f' K$ ist, wobei K den auf die beiden Zapfen dieser Achse von den Kräften Q und q herrührenden Druck bezeichnet, welcher, wenn die Richtungen dieser beiden Kräfte einen Winkel α einschließen, bekanntlich durch

$$\sqrt{[Q^2 + q^2 + 2 Q q \cos \alpha]}$$

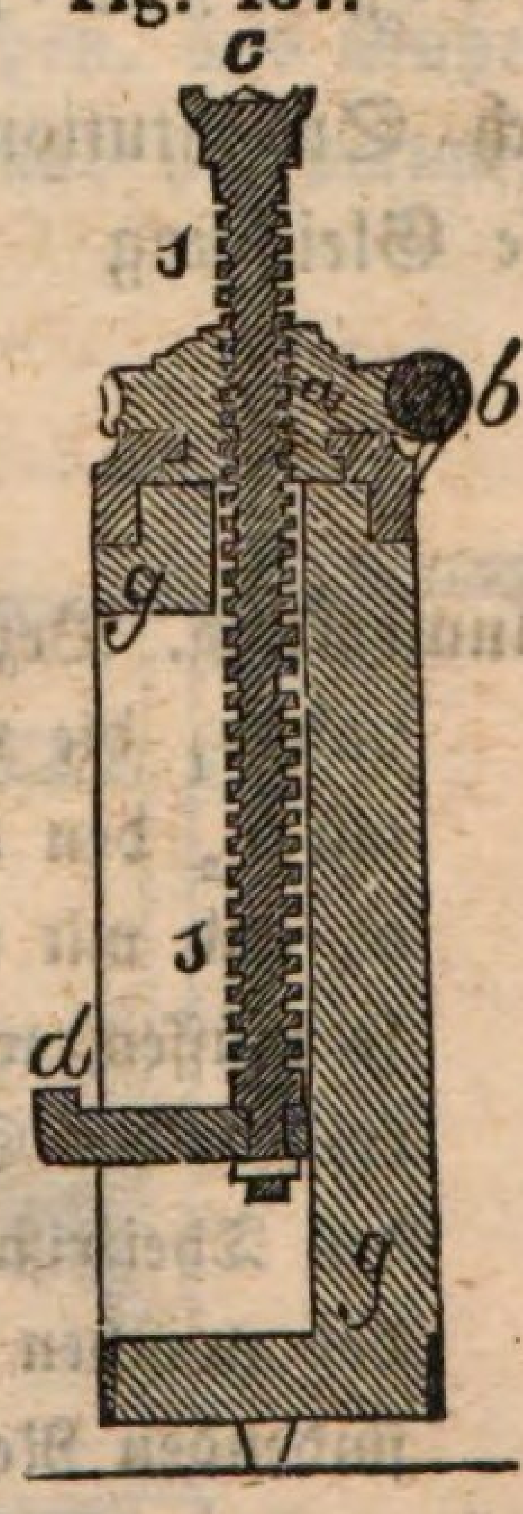
gemessen wird, so hat man zur Bestimmung der Kraft P noch die Gleichung

$$q R = Q r + f\pi \frac{1}{z} Q r + \frac{1}{2} f' d \sqrt{[Q^2 + q^2 + 2 Q q \cos \alpha]} \quad \ldots (2,$$

wobei man zum Behufe der Vereinfachung der Rechnung in dem Wurzelausdrucke für q den sich ohne Berücksichtigung der Zapfenreibung aus der Gleichung $q R = Q r + f\pi \frac{1}{z} Q r$ ergebenden Näherungswerth, d. i. $q = \left[1 + f\pi \frac{1}{z}\right] \frac{r}{R} Q$ setzen kann.

§. 275. Beschreibung der englischen Winde. Fig. 187 zeigt die sogenannte **englische Winde** in einem Verticaldurchschnitte. Diese besteht aus einer verticalen Schraubenspindel s s, deren Muttergewinde sich in einem auf dem Gehäuse g g horizontal liegenden und auf diesem drehbaren Rade a befindet, welches an seinem Umfange mit einer dem Schraubengewinde der mit ihm im Eingriffe stehenden Schraube b entsprechenden Verzahnung versehen ist, demnach mit dieser Schraube einen Mechanismus bildet, welchen wir eine Schraube ohne Ende (§. 147 bis 151) genannt haben. Wird nun die auf dem Gehäuse dieser Maschine gelagerte Schraubenachse durch eine Kraft vermittelst einer an derselben befestigten Handkurbel in drehende Bewegung versetzt, so wird die entweder auf der Klaue c der Schraubenspindel s liegende, oder aber unten an dem Haken d derselben angehängte oder gestützte Last gehoben.

Fig. 187.



§. 276. Theorie dieser Maschine. Ist Q die vermittelst dieser Maschine zu hebende Last, und P die Kraft, welche ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung an der Kurbel von der Länge l für das Gleichgewicht wirken müßte, ist ferner R der Halbmesser des Schraubenrades a, h die Ganghöhe der eingängigen Schraube b, und h_1 diejenige der ebenfalls eingängigen Schraubenspindel s, endlich q der zwischen dem Gewinde der Schraube b und den Zähnen des Rades a in einer zur Schraubenachse parallelen Richtung Statt findende Druck, so muß $P.2\pi l =$ $= q.h$ und $q.2\pi R = Q.h_1$ sein, aus welchen Gleichungen sich

$$P = \frac{h\,h_1}{4\pi^2 l R}\,Q \;...\; (1,$$

oder, wenn z die Zähnezahl des Schraubenrades ist, wegen $h = \frac{2\pi R}{z}$, auch

$$P = \frac{h_1}{2\pi l z}\,Q \;...\; (2$$

ergibt.

Bezeichnet man ferner die Umdrehungszahlen der Kurbelachse und des Schraubenrades mit n und n_1, so ist die Geschwindigkeit, mit welcher die Schraubenspindel s in der Richtung ihrer geometrischen Achse bewegt wird, $v_1 = \frac{n_1}{60} h_1$, folglich der Nutzeffect dieser Maschine $E_n = Q v_1$ oder

$$E_n = \frac{n_1}{60}\,Q h_1 \;...\; (3.$$

Eben so findet man, weil die Geschwindigkeit, mit welcher die Kraft an der Kurbel wirkt, $v = \frac{\pi n}{30} l$ ist, den Effect derselben $= P v = \frac{\pi n}{30} P l$. Weil nun ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse der Bewegung $Q v_1 = P v$, oder $Q v_1 = \frac{\pi n}{30} P l$ sein muß, so erhält man durch Substitution des oben (Gleichung 1) für P entwickelten Werthes in diese Gleichung

$$v_1 = \frac{n}{60} \cdot \frac{h\,h_1}{2\pi R} \;...\; (4.$$

Anmerkung. Bezeichnet man mit d die Zapfendurchmesser der Kurbelachse, mit r und r_1 die mittleren Halbmesser der Schraube b und der Schraubenspindel s, mit r_2 den äußeren Halbmesser der ringförmigen Basis des Schraubenrades a, und mit f und f' die Coefficienten der gleitenden und drehenden Reibung, so müssen, weil die Größe der tangentiell an den Umfang eines Durchschnittskreises der Schraube b wirkenden Kraft , welche zur Ueberwindung des auf den Theilrißumfang des Schraubenrades a reduzirten Widerstandes q sammt der zwischen den Gewinden der Schraube und den Zähnen des Rades Statt findenden Reibung erforderlich ist, der Gleichung 4 des §. 151 durch

$$\left[q\,\frac{h}{2\pi r} + f q\,\frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r\,(2\pi r - f h)}\right]$$

gemessen wird, ferner der Druck auf die Zapfen der Kurbelachse = P und der Betrag der Zapfenreibung = f′ P angenommen werden kann, endlich der Betrag der Reibung an der ringförmigen Basis des Rades $a = \frac{2}{3} f Q \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2 (r_2^2 - r_1^2)}$ ist, für den Gleichgewichtszustand die beiden Gleichungen

$$P.2\pi l = q h + f q\,\frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r - f h} + f' P \pi d,$$

und

$$q.2\pi R = \frac{h_1 + 2\pi f r_1}{2\pi r_1 - f h_1}\,Q.2\pi r_1 + \frac{2}{3} f Q\,\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2 (r_2^2 - r_1^2)}\,.\,2\pi r_2,$$

oder

$$\pi (2 l - f' d) P = \left[h + f\,\frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r - f h}\right] q \ldots (1,$$

und

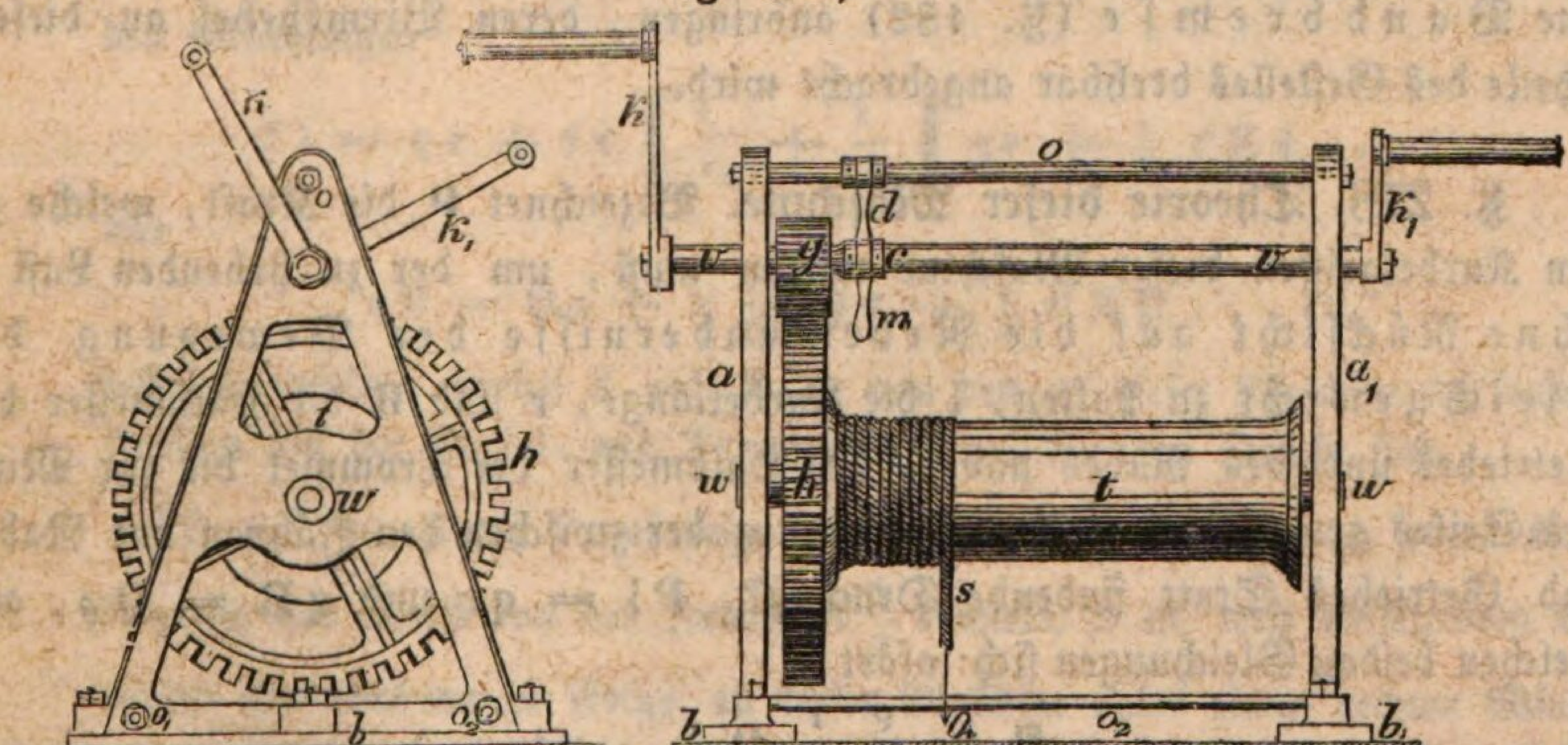
$$q R = \left[\frac{h_1 + 2\pi f r_1}{2\pi r_1 - f h_1}\,r_1 + \frac{2}{3} f\,\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}\right] Q \ldots (2$$

bestehen, aus welchen sofort P oder Q bestimmt werden kann.

4. Der Haspel mit Räderwerk.

§. 277. Erklärung. Beschreibung einer solchen Maschine. Wird die Kreisbewegung der Kurbel auf die in einem Gestelle horizontal gelagerte Seilwelle nicht unmittelbar, wie bei dem im §. 205 beschriebenen Kurbel- oder Hornhaspel, sondern mittelst eines die Kurbelachse mit der Seilwelle verbindenden Räderwerkes übertragen, so nennt man eine solche Maschine einen **Haspel mit Räderwerk**, und zwar einen **Haspel mit einfacher** oder **mehrfacher Räderübersetzung**, je nachdem das Räderwerk aus einem oder mehreren Räderpaaren besteht. — Fig. 188 stellt einen **Haspel mit einfacher Räderübersetzung** vor. a und a_1 sind die beiden vollkommen gleichen, aus Gußeisen angefertigten und durch drei schmiedeiserne Stangen o, o_1 und o_2 vermittelst

2. Fig. 188, 1.



Schraube und Mutter mit einander zu einem festen Ganzen verbundenen Seitentheile (Böcke) des Maschinengestelles, welche mit ihren Fußplatten b und b_1 auf einer festen und aus mit einander vereinigten Balken bestehenden Unterlage aufgeschraubt werden können. v v und w w sind zwei im Gestelle horizontal gelagerte Achsen. Auf der ersteren sind außerhalb desselben zwei unter einem rechten Winkel gegen einander gestellte Handkurbeln k und k_1, innerhalb aber ein Getriebe g, auf der letzteren hingegen eine gußeiserne Trommel t zum Aufwickeln des Seiles s, an welchem die zu hebende Last Q angehängt wird und ein mit dem Getriebe g im Eingriffe stehendes Stirnrad h angebracht. Um ein Verschieben der Kurbelachse v v ihrer Längenrichtung nach (während der Arbeit) zu verhindern, ist an der Verbindungsstange o eine sogenannte Falle d zwischen zwei Bundringen drehbar angebracht, welche bei c ebenfalls zwischen zwei an der Achse v v befestigten Bundringen liegend, diese in ihrer halben Peripherie umgreift und mit einem Handgriffe m zum Ausheben versehen ist. Wird aber die Falle ausgehoben, so läßt sich die Achse v v ihrer Länge nach so weit verschieben, daß das Getriebe mit dem Rade außer Eingriff kommt, wodurch bewirkt wird, daß die Welle w w beim Abwickeln des Seiles s allein rotirt, ohne die Kurbelachse mitzunehmen.

Da ferner, wenn die bewegende Kraft zu wirken aufhört, die Last keine Bewegung nach einer dieser entgegengesetzten Richtung hervorbringen darf, so muß zu diesem Behufe eine sogenannte Hemmung an der Maschine angebracht werden, welche aus einem an der Achse w w von Außen angebrachten, mit sägeförmigen Zähnen versehenen Rade, welches man das Sperrad nennt, und einem um einen Bolzen drehbaren, während der im Sinne der Hebung der Last Statt findenden Bewegung der Achse über die Zähne des Sperrades hingleitenden, bei dem Bestreben zur rückgängigen Bewegung der Welle aber in die Zahnlücken dieses Rades einfallenden und sich gegen die Zähne desselben stemmenden Sperrkegels (§. 175) besteht.

Um vermittelst dieser Maschine eine Last ohne Gefährdung der an ihr arbeitenden Menschen herablassen zu können, muß man an dem innerhalb des Maschinengestelles an dem Seitentheile a_1 liegenden Stücke der Achse w w eine Bandbremse (§. 182) anbringen, deren Bremshebel an diesem Theile des Gestelles drehbar angebracht wird.

§. 278. **Theorie dieser Maschine.** Bezeichnet P die Kraft, welche an den Kurbelgriffen dieser Maschine wirken muß, um der zu hebenden Last Q ohne Rücksicht auf die Nebenhindernisse der Bewegung das Gleichgewicht zu halten, l die Kurbellänge, r und R die Halbmesser des Getriebes und des Rades und ϱ den Halbmesser der Trommel bis zur Mitte des Seiles gemessen, so hat man, wenn q der zwischen den Zähnen des Rades und Getriebes Statt findende Druck ist, $Pl = qr$ und $qR = Q\varrho$, aus welchen beiden Gleichungen sich sofort

$$P = \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r}{R} Q \ldots (1,$$

oder, wenn man mit z_R und z_r die Anzahl der Zähne des Rades und Getriebes bezeichnet, wegen $\frac{r}{R} = \frac{z_r}{z_R}$, auch

$$P = \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{z_r}{z_R} Q \ldots (2$$

ergibt.

Ist ferner h die Höhe, auf welche die Last Q in jeder Secunde gehoben wird, so ist die mittelst dieser Maschine hervorgebrachte Nutzleistung

$$E_n = Q h \ldots (3,$$

und, wenn v die Geschwindigkeit ist, mit welcher die Kraft P an den beiden Kurbeln wirken muß, um diese Nutzleistung hervorzubringen, der Effect der Kraft $E = P v$. Weil nun $E_n = E$, d. i. $Q h = P v$ sein muß, so folgt, wenn man in dieser Gleichung für P den Werth $\frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r}{R} Q$ setzt, $Q h = \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r}{R} Q v$, und

$$h = \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r}{R} v \ldots (4,$$

oder, wenn man mit n die Anzahl der Umdrehungen der Kurbelachse in einer Minute bezeichnet, wegen $v = \frac{\pi l n}{30}$, auch

$$h = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{\varrho r}{R} \ldots (5.$$

Anmerkung. Die an dieser Maschine vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung sind: die drehende Reibung an der Kurbel- und Trommelachse, die Zahnreibung und der durch die Steifheit des Seiles entstehende Widerstand. Bezeichnet d den Durchmesser der Kurbelachse, D den Zapfendurchmesser an der Trommelachse, ferner f den Coefficienten der gleitenden und f' denjenigen der drehenden Reibung, endlich δ den Durchmesser des Seiles, so findet man ohne Schwierigkeit, daß mit Berücksichtigung der Nebenhindernisse der Bewegung und mit Vernachlässigung des nur unbedeutenden Gewichtes der einzelnen Theile dieser Maschine für den Gleichgewichtszustand die beiden Gleichungen

$$P l = q r + f \pi \left[\frac{1}{z_R} + \frac{1}{z_r}\right] q r + \tfrac{1}{2} f' K d \ldots (1,$$

und

$$q R = Q \varrho + k \frac{\delta^2}{2 \varrho} Q \varrho + \tfrac{1}{2} f' \mathfrak{K} D \ldots (2$$

bestehen müssen, wobei K und $\mathfrak{K}$ die von den an dieser Maschine wirkenden Kräften auf die Kurbel- und Trommelachse resultirenden Drücke sind.

Ist nun die Kraft P auf beide Kurbeln vertheilt, so daß an jedem Kurbelgriffe eine Kraft von der Intensität $\frac{1}{2}$ P wirkt, so ist, weil die Kurbeln der obigen Beschreibung zu Folge an dieser Maschine unter einem rechten Winkel gegen einander gestellt sind, der von Seite der Kraft P auf die Kurbelachse

resultirende Druck $= \sqrt{\left[\frac{P^2}{4} + \frac{P^2}{4}\right]} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot P$, oder $= 0{\cdot}7\,P$, und man hat diesem nach, wenn man den während einer Umdrehung der Kurbeln auf die Kurbelachse Statt findenden größten Druck in Rechnung bringt, $K = (0{\cdot}7\,P + q)$ zu nehmen, wobei man in diesem Ausdrucke für P näherungsweise den aus der Gleichung $P\,l = \left[1 + f\pi\left(\frac{1}{z_R} + \frac{1}{z_r}\right)\right] q\,r$ sich ergebenden Werth setzen kann.

Bezeichnet ferner α den Winkel, welchen die Richtungen von q und Q an dieser Maschine mit einander bilden, so ist $K = \sqrt{[Q^2 + q^2 + 2\,Q\,q \cos\alpha]}$ zu nehmen, und in diesem Ausdrucke für q näherungsweise der sich aus der Gleichung $q\,R = \left[1 + k\,\frac{\delta^2}{2\varrho}\right] Q\,\varrho$ ergebende Werth zu setzen.

5. Der Krahn.

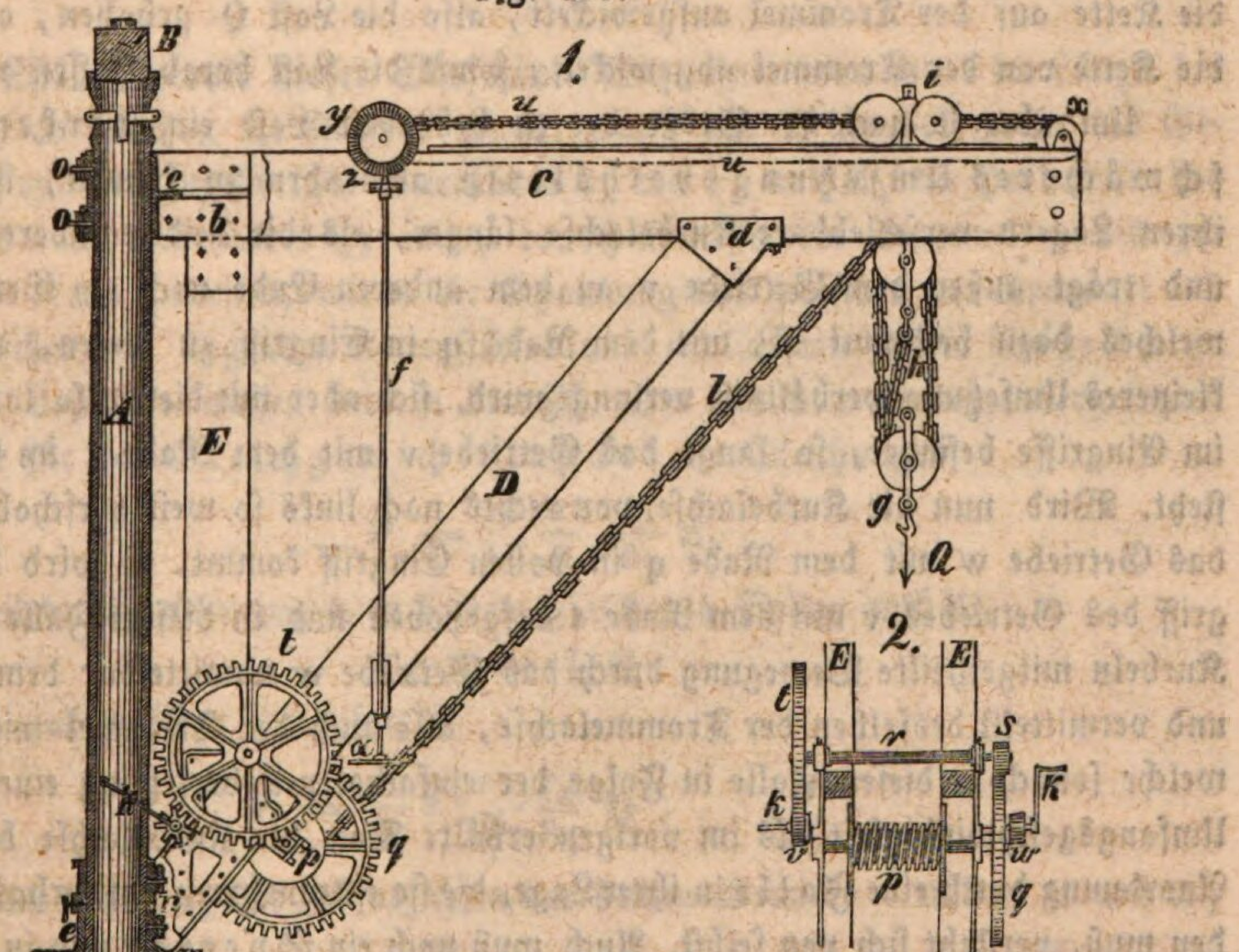
§. 279. **Erklärung.** **Krahne** oder **Kraniche** sind Maschinen, vermittelst denen größere Lasten auf kleinere Höhen gehoben, hierauf in horizontaler Richtung bis zu einem noch innerhalb des Bereiches dieser Maschine liegenden Punkte bewegt und endlich daselbst herabgelassen werden können. Man bedient sich derselben zum Ein- und Ausladen der Schiffe in Seehäfen, und der Frachtwägen in Waarenmagazinen, zum Heben von Holzstämmen und großen Quaderstücken auf Werk- und Bauplätzen, so wie der großen Gußformen und der schweren Gußstücke in Gießereien, zum Heben der vollendeten Locomotivmaschinen in Maschinenwerkstätten u. s. w. Sie bestehen der Wesenheit nach aus einer stehenden Welle, der sogenannten Krahnsäule, um welche der ganze Krahnbau im Kreise gedreht werden kann, ferner aus einem vorstehenden mit der Krahnsäule auf geeignete Weise in horizontaler oder schiefer Lage verbundenen Balken, dem Schnabel, an dessen freiem Ende eine feste Rolle angebracht ist, über welche das die zu hebende Last tragende Seil (oder Kette) gelegt ist, und endlich aus einem an dem Krahnbaue befestigten, aus einem Räderwerke und einer horizontalen Trommel, auf welcher sich das Seil aufwindet, bestehenden Aufzugsmechanismus, vermittelst dessen die Last gehoben wird.

Man unterscheidet rücksichtlich der Construction drei Arten von Krahnen. Krahne der ersten Art sind solche, deren Krahnsäulen sowohl oben, als auch unten vermittelst Zapfen in Lagern gehalten werden. Sie finden vorzugsweise in Magazinen, Maschinenwerkstätten, Gießereien u. s. w. Anwendung. Zu den Krahnen der zweiten Art gehören diejenigen, deren Krahnsäulen frei über den Boden hervorragen, und daher nur an diesem ihre Stützpunkte haben. Man gebraucht sie an den Quais der Seehäfen und der großen Flüsse u. s. w. Endlich werden zu den Krahnen der dritten Art diejenigen gezählt, welche mit oder ohne Last von einem Orte an einen anderen bewegt werden können und zu diesem Behufe auf einem Gerüste stehen, welches mit Rollen versehen ist, die

auf einer Schienenbahn laufen. Man nennt sie **bewegliche** oder **locomobile** Krahne und wendet sie in der neueren Zeit in großen Maschinenwerkstätten und Magazinen an.

§. 280. Beschreibung eines Krahnes. Fig. 189, 1 und 2 zeigt einen aus Holz und Eisen construirten **Krahn** der ersten Art. **A** ist die aus Gußeisen hohl angefertigte und vertical stehende Krahnsäule von ringförmigem Querschnitte, welche mit ihrem unteren Ende auf einer mit einem hülsenförmigen Aufsatze versehenen und auf einem großen Quaderstücke befestigten Grundplatte **a a** steht, oben aber an dem Balken **B** befestiget ist. **C** ist der Schnabel, welcher aus zwei starken, in einer gewissen Entfernung von einander liegenden und an den Seitenplatten **b** der gußeisernen die Krahnsäule umschließenden Hülse **c** angeschraubten Pfosten besteht, **D** aber eine Doppelstrebe aus Holz, deren Theile oberhalb in gußeisernen an den beiden Schnabeltheilen angeschraubten Schuhen **d**, unterhalb aber in den an der gußeisernen die Krahnsäule umschließenden Hülse **e** angegossenen Schuhen **f** sich stützen und an ihren Seitenplatten durch Schrauben befestiget sind. Um jedoch eine solidere Verbindung des Schnabels mit der Strebe zu erzielen, sind beide noch durch zwei an den vorstehenden Seitenplatten der beiden Hülsen **c** und **e** angeschraubten Pfosten **E** mit einander vereiniget. Dieser aus Schnabel und Strebe gebildete Theil des ganzen Krahnbaues läßt sich vermittelst der Hülsen **c** und **e** um die feststehende Krahnsäule **A** drehen, zu welchem Behufe die untere Hülse **e** mit ihrem vorstehenden Kranze auf mehreren Frictionsrollen **m m** lauft, welche auf der

Fig. 189.



Grundplatte b um Achsen drehbar gelagert sind, sich aber überdieß von der Seite mit zwei an der Seitenwand dieser Hülse um verticale Bolzen drehbar angebrachten Rollen n, und die obere Hülse c ebenfalls vermittelst zwei den Rollen m der unteren Hülse entgegengesetzt angebrachten Rollen o an die Krahnsäule anlegt.

Die zu hebende Last Q wird an dem Haken g des aus vier Rollen bestehenden Flaschenzuges h angehängt, welcher seinerseits an einem an dem vierräderigen Wagen i befindlichen Haken zwischen den beiden Seitentheilen des Schnabels angehängt ist. Das Seil oder die Kette l geht vom Flaschenzuge über eine mit spiralförmig eingearbeiteten Vertiefungen versehene und in den gußeisernen an den beiden Theilen der Strebe D von Außen angeschraubten Lagergestellen gelagerte Trommel p, welche aus Gußeisen hohl hergestellt ist, und vermittelst eines aus zwei Räderpaaren bestehenden Räderwerkes die drehende Bewegung empfängt. Es ist nämlich an der Trommelachse von Außen der Strebe D ein Stirnrad q aufgekeilt, welches mit dem an dem einen Ende der Achse r angebrachten Getriebe s im Eingriffe steht, während sich an dem entgegengesetzten Ende derselben ein Stirnrad t befindet, welches wieder in das Getriebe v eingreift. Dieses letztere ist an einer dritten zu der vorigen parallelen Achse befestiget, welche an ihren beiden Enden mit Handkurbeln k versehen ist. Es ist nun leicht einzusehen, daß bei dieser Anordnung des Räderwerkes die den Kurbeln von Seite der an ihnen arbeitenden Menschen mitgetheilte Bewegung durch das Getriebe v auf das Rad t, von diesem vermittelst der Achse r auf das Getriebe s und endlich auf das Rad q übertragen, dadurch die Trommel in rotirende Bewegung versetzt, und je nach der Bewegungsrichtung entweder die Kette auf der Trommel aufgewickelt, also die Last Q gehoben, oder aber die Kette von der Trommel abgewickelt, somit die Last herabgelassen wird.

Um aber je nach der Größe der zu hebenden Last ein stärkeres oder schwächeres Umsetzungsverhältniß anwenden zu können, ist die in ihren Lagern verschiebbare Kurbelachse länger, als die beiden anderen Achsen und trägt außer dem Getriebe v an dem anderen Ende noch ein Getriebe w, welches dazu bestimmt ist, mit dem Rade q in Eingriff zu treten, wenn ein kleineres Umsetzungsverhältniß verlangt wird, sich aber mit diesem so lange nicht im Eingriffe befindet, so lange das Getriebe v mit dem Rade t im Eingriffe steht. Wird nun die Kurbelachse von rechts nach links so weit verschoben, daß das Getriebe w mit dem Rade q in vollen Eingriff kommt, so wird der Eingriff des Getriebes v mit dem Rade t aufgehoben und in diesem Falle die den Kurbeln mitgetheilte Bewegung durch das Getriebe w unmittelbar dem Rade q und vermittelst desselben der Trommelachse, also auch der Trommel mitgetheilt, welche sonach in diesem Falle in Folge der einfacheren Uebersetzung eine größere Umfangsgeschwindigkeit als im vorigen erhält. Daß die Kurbelachse bei dieser Anordnung durch eine Falle in ihrer Lage, die sie einzunehmen hat, erhalten werden muß, versteht sich von selbst. Auch muß noch ein Sperrad und in manchen Fällen auch eine Bandbremse an diesem Aufzugsmechanismus angebracht

werden, um sowohl die Last durch längere Zeit auf einer gewissen Höhe erhalten zu können, als auch beim Herablassen derselben eine gefahrdrohende Beschleunigung der Bewegung der Last und der Theile dieser Maschine zu verhindern.

Die bis jetzt beschriebenen Theile des Krahnes reichen hin, um vermittelst desselben eine Last auf eine gewisse Höhe zu heben, diese in schwebender Lage durch Drehung des Krahnbaues um die Krahnsäule **A** bis zu einem anderen in der nämlichen Entfernung von der Krahnsäule liegenden Orte zu bewegen und sie dort herabzulassen. Um aber die Last in horizontaler Richtung noch so bewegen zu können, daß ihr Abstand von der Krahnsäule größer oder kleiner wird, ist an diesem Krahne eine besondere Vorrichtung angebracht, welche aus dem vierräderigen Wagen **i** besteht, der vermittelst seiner nach Innen zu mit einem Spurkranze versehenen Laufrollen auf den beiden mit eisernen Schienen von oben belegten Seitentheilen des Schnabels **C** wie auf einer Eisenbahn bewegt werden kann. Zu diesem Zwecke ist an diesem Wagen eine Kette **u**, welche am Schnabelende über die feste Rolle **x**, an einem der Krahnsäule näher liegenden Punkte aber über eine zweite feste Rolle im gespannten Zustande geht, mit ihren beiden Enden befestiget, so daß sie eine Kette ohne Ende bildet. An der Achse der letzteren Rolle ist ein conisches Rad **y** angebracht, welches vermittelst eines an der senkrechten Achse **f** oben befestigten Getriebes **z** und eines am unteren Ende derselben angebrachten Kurbelrädchens α in rotirende Bewegung versetzt werden kann. Daß nun der leicht bewegliche Wagen sammt der Last in Folge der Reibung der gespannten Kette am Umfange der beiden festen Rollen je nach der Drehungsrichtung des Kurbelrädchens α gegen die Krahnsäule zu oder von dieser ab bewegt werden kann, ist leicht zu begreifen.

§. 281. **Theorie dieser Maschine.** Bezeichnet man mit **l** die Länge der Kurbeln, an welchen die Kraft **P** wirkt, mit **r** und **R** die Halbmesser des Getriebes **v** und des zugehörigen Stirnrades **t**, mit r_1 und R_1 die Halbmesser des Getriebes **s** und des Rades **q**, mit ϱ den Halbmesser der Trommel **p** bis zur Mitte der Kette gemessen, mit **S** die Spannung des zwischen der Trommel und dem Flaschenzuge liegenden Kettenstückes und endlich mit **Q** die Größe der zu hebenden Last, so müssen dem in den §§. 150 und 271 Auseinandergesetzten zu Folge für den Gleichgewichtszustand die Gleichungen

$$P = \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r_1}{R_1} S,$$

und, weil der Flaschenzug **h** in beiden Flaschen 4 Rollen enthält,

$$S = \tfrac{1}{4} Q$$

bestehen, aus welchen sich sofort

$$P = \frac{1}{4} \cdot \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r_1}{R_1} Q \; . \; . \; . \; (1,$$

oder, wenn **z** und z_1 die Zähnezahlen der beiden Getriebe **v** und **s**, **Z** und Z_1 aber diejenigen der Räder **t** und **q** sind, wegen $\frac{r}{R} = \frac{z}{Z}$ und $\frac{r_1}{R_1} = \frac{z_1}{Z_1}$, auch

$$P = \frac{1}{4} \cdot \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{z}{Z} \cdot \frac{z_1}{Z_1} Q \ldots (2$$

ergibt.

Wird aber durch die Längenverschiebung der Kurbelachse bewirkt, daß das Getriebe v mit dem Räderwerke außer Verbindung kommt, dagegen das Getriebe **w** vom Halbmesser r_2 mit dem Rade q in Eingriff gelangt, so daß also ein Räderpaar außer Gang kommt, so findet man in diesem Falle auf ähnliche Weise

$$P = \frac{1}{4} \cdot \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r_2}{R_1} Q \ldots (3,$$

oder, wenn z_2 die Zähnezahl des Getriebes **w** ist, auch

$$P = \frac{1}{4} \cdot \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{z_2}{Z_1} Q \ldots (4.$$

Ist h die Höhe, auf welche die Last Q bei Anwendung der beiden Räderpaare des Aufzugsmechanismus, h_1 aber die Höhe, auf welche diese Last mit Hülfe eines einzigen Räderpaares in jeder Secunde gehoben wird, und v die Geschwindigkeit, mit welcher die Kraft **P** am Kurbelgriffe wirkt, so sind **Q h**, **Q** h_1 und **P v** die bezüglichen Effecte, und es muß wieder ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung $Qh = Pv$ und $Qh_1 = Pv$ sein. Substituirt man nun in der ersten dieser beiden Gleichungen für **P** den sich aus 1 ergebenden Werth, so erhält man

$$h = \frac{1}{4} \cdot \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r_1}{R_1} v \ldots (5,$$

hingegen, wenn man in der zweiten Gleichung für **P** den Werth aus 3 setzt,

$$h_1 = \frac{1}{4} \cdot \frac{\varrho}{l} \cdot \frac{r_2}{R_1} v \ldots (6.$$

Anmerkung. Auf welche Weise die bei dieser Maschine vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung in Rechnung gebracht werden sollen, ist bereits in den Anmerkungen der §§. 272 und 278 gezeigt worden.

§. 282. Beispiele. 1. Welche Kraft wäre bei einem aus einer festen und einer beweglichen Rolle bestehenden Rollenzuge erforderlich, um ohne Rücksicht auf die Nebenwiderstände der Bewegung einer an der beweglichen Rolle angehängten Last von 1000 Pfund das Gleichgewicht zu halten? — Die erforderliche Kraft müßte der Gleichung 1 des §. 270 zu Folge $\frac{1}{2}$. 1000 d. i. 500 Pfund betragen.

2. Welche Kraft müßte an dem freien Schnurende des durch Fig. 184 dargestellten Rollenzuges wirksam gemacht werden, um vermittelst desselben eine Last von 1000 Pfund zu heben, wenn der Halbmesser einer jeden der beiden Rollen 4 Zoll, der Durchmesser ihrer Achsen 1 Zoll und der Durchmesser der Schnur 0·7 Zoll beträgt, endlich die an der festen Rolle anliegenden Schnurstücke einen Winkel von 90 Grad mit einander bilden? — Bezeichnet man mit P_1 die gesuchte Kraft, und nimmt den Coefficienten der Achsenreibung $f' = 0{\cdot}16$ und denjenigen des Steifigkeitswiderstandes der Schnur (§. 58) $k = 0{\cdot}685$, so findet man, wenn S die Span-

nung des von der beweglichen Rolle auf die feste übergehenden Schnurstückes bezeichnet, wegen $\alpha = 90^\circ$, der Gleichung 4 des §. 270 zu Folge

$$P_1 = \left[1 + 1{\cdot}4 \,.\, 0{\cdot}16 \,.\, \frac{1}{2\,.\,4} + 0{\cdot}685 \,.\, \frac{\overline{0{\cdot}7}^2}{2\,.\,4}\right] S = 1{\cdot}070\ S,$$

und da der Gleichung 2 dieses Paragraphes gemäß

$$S = \frac{1 + 0{\cdot}16 \,.\, \frac{1}{2\,.\,4} + 0{\cdot}685\ \frac{\overline{0{\cdot}7}^2}{2\,.\,4}}{2 + 0{\cdot}685\ \frac{\overline{0{\cdot}7}^2}{2\,.\,4}}\ 1000 = 520{\cdot}078,$$

ist,

$$P_1 = 1{\cdot}070 \,.\, 520{\cdot}078 = 556{\cdot}483 \text{ Pfund.}$$

Weil nun die ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung in diesem Falle nöthige Kraft dem Beispiele 1 zu Folge = 500 Pfund gefunden wurde, so beträgt die durch diese Widerstände bedingte Vermehrung an Kraft 56·483 Pfund, oder $\frac{56{\cdot}483}{500} = 0{\cdot}113$ der theoretischen Kraft.

3. Welche Kraft wäre erforderlich, um vermittelst eines aus 6 Rollen (je 3 in einer Flasche) bestehenden Flaschenzuges von der durch Fig. 185 dargestellten Art eine Last von 3680 Pfund zu heben, wenn an demselben keine Nebenhindernisse der Bewegung vorkommen würden? — Läßt man die Nebenhindernisse der Bewegung unberücksichtiget, so müßte die an dem freien Schnurende wirksam zu machende Kraft, welche der gegebenen Last das Gleichgewicht halten soll, der Gleichung 1 des §. 272 zu Folge, $\frac{1}{6} \,.\, 3680 = 613{\cdot}333$ Pfund betragen.

4. Welche Kraft müßte an dem freien Schnurende eines aus 6 Rollen bestehenden Flaschenzuges von der in dem §. 271 beschriebenen Art mit Rücksicht auf die Nebenwiderstände der Bewegung wirksam gemacht werden, um vermittelst desselben eine Last von 3680 Pfund zu heben, wenn der Durchmesser der Rollen 7·325 Zoll, ihr Achsendurchmesser 1·465 Zoll, und der Seildurchmesser 1·012 Zoll beträgt, der Coefficient der Achsenreibung aber mit 0·16 angenommen wird? — Da sich der Gleichung 4 des §. 272 zu Folge

$$K = 1 + 2 \,.\, 0{\cdot}16 \,.\, \frac{1{\cdot}465}{7{\cdot}325} + 0{\cdot}685 \,.\, \frac{\overline{1{\cdot}012}^2}{7{\cdot}325} = 1{\cdot}160$$

ergibt, so findet man die für das Gleichgewicht an dieser Maschine nöthige Kraft der Gleichung 3 des bezogenen Paragraphes gemäß, wegen $n = 6$

$$P = \frac{\overline{1{\cdot}160}^6\ (1{\cdot}160 - 1)}{\overline{1{\cdot}160}^6 - 1}\ 3680 = 999{\cdot}451 \text{ Pfund.}$$

Weil aber, wenn bei der Arbeit mit diesem Flaschenzuge keine Nebenwiderstände der Bewegung Statt finden würden, die für das Gleichgewicht erforderliche Kraft, dem vorhergehenden Beispiele zu Folge, mit 613·333 ermittelt wurde, so benöthigen die an diesem Flaschenzuge vorkommenden Nebenhindernisse der Bewegung eine Kraft von 999·451 − 613·333 = 386·118 Pfund, oder $\frac{386{\cdot}118}{999{\cdot}451} = 0{\cdot}386$ der totalen zum Heben der gegebenen Last erforderlichen Kraft zu ihrer Ueberwindung. Ist ferner h die Höhe, auf welche die gegebene Last in jeder Secunde gehoben wird, so gibt das Product (3680 . h) die Nutzleistung dieser Maschine, und da der Gleichung 2

des bezogenen Paragraphes zu Folge der Weg, welchen die Kraft in der nämlichen Zeit zurücklegt, = 6 h ist, so ist der Effekt, welchen die Kraft entwickeln muß, um diese Nutzleistung hervorzubringen, = (999·451 . 6 . h). Es beträgt sonach die Nutzleistung $\frac{3680 \cdot h}{999 \cdot 451 \cdot 6 \cdot h} = 0·614$ des von Seite der Kraft entwickelten Effectes, d. i. 61·4 $^0/_0$ desselben.

5. Welche Last könnte ein an der Kurbel der durch Fig. 186 dargestellten Wagenwinde mit 50 Pfund arbeitender Mensch mittelst dieser Maschine ohne Berücksichtigung der passiven Widerstände heben, wenn die Kurbellänge 15 Zoll, das Umsetzungsverhältniß des ersten Räderpaares = $\frac{1}{4}$ und der Halbmesser des in die Zahnstange eingreifenden Getriebes 1·75 Zoll beträgt? — Da der in dem §. 274 angenommenen Bezeichnung zu Folge in der Gleichung 1 dieses Paragraphes $\frac{r_1}{R} = \frac{1}{4}$, r = 1·75, R_1 = 15 Zoll und P = 50 Pfund zu setzen ist, so hat man 50 = $= \frac{1·75}{15} \cdot \frac{1}{4} \cdot Q$, woraus sofort

$$Q = \frac{4 \cdot 15 \cdot 50}{1·75} = 1714·3 \text{ Pfund}$$

folgt.

Würde der Arbeiter mit einer Geschwindigkeit von 1·5 Fuß an der Kurbel wirken, so müßte die Last der Gleichung 3 des angeführten Paragraphes zu Folge um

$$h = \frac{1·76}{15} \cdot \frac{1}{4} \cdot 1·5 = 0·0437 \text{ Fuß}$$

in jeder Secunde gehoben werden, und es wäre die mit dieser Maschine hervorgebrachte Nutzleistung der Gleichung 2 des eben benannten Paragraphes gemäß

$$E_n = 1714·3 \cdot 0·0437 = 74·915 \text{ Fpf.}$$

6. Welche Last könnte eine an der 15 Zoll langen Kurbel der durch Fig. 187 dargestellten englischen Wagen- und Bauwinde wirkende Kraft von 50 Pfund ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung heben, wenn die Ganghöhe der treibenden Schraube 1 Zoll, diejenige der Schraubenspindel 1·5 Zoll und der Halbmesser des Schraubenrades 4·5 Zoll beträgt? — Um die in Frage stehende Last unter der eben ausgesprochenen Voraussetzung zu bestimmen, hat man in der Gleichung 1 des §. 276 P = 50, h = 1, h_1 = 1·5, R = 4·5 und l = 15 zu setzen, wodurch man die Gleichung 50 = $\frac{1 \cdot 1·5}{4 \cdot \overline{3·142}^2 \cdot 15 \cdot 4·5}$ Q erhält, aus welcher sich

$$Q = \frac{4 \cdot \overline{3·142}^2 \cdot 15 \cdot 4·5}{1·5} 50 = 88849 \text{ Pfund}$$

ergibt.

Ist ferner die Geschwindigkeit, mit welcher die Kraft an der Kurbel arbeitet, = 1·5 Fuß, so gibt $\frac{60 \cdot 1·5 \cdot 12}{2 \cdot 3·142 \cdot 15} = 11·458$ die Umdrehungszahl der Kurbelachse in einer Minute, und man findet die Geschwindigkeit, mit welcher die Last gehoben wird, wenn man in der Gleichung 4 des bezogenen Paragraphes die entsprechenden Substitutionen macht. Auf diese Weise findet man nämlich die gesuchte Geschwindigkeit

$$v_1 = \frac{11·458}{60} \cdot \frac{1 \cdot 1·5}{2 \cdot 3·142 \cdot 4·5} = 0·01013 \text{ Zoll},$$

oder v_1 = 0·00084 Fuß.

Vergleicht man nun die Resultate dieses Beispieles mit denen des vorhergehenden, so ergibt sich, daß unter übrigens gleichen Umständen eine Kraft von 50 Pfund, wenn sie an einer englischen Wagenwinde arbeitet, wegen $\frac{88849}{1714 \cdot 3} = 51 \cdot 8$, eine 51·5 Mal größere Last zu heben im Stande sein wird, als wenn sie an einer gemeinen Wagenwinde von den in dem Beispiele 4 angegebenen Abmessungen wirksam wäre, daß aber diese Last im ersteren Falle, wegen $\frac{0 \cdot 0437}{0 \cdot 00084} = 51 \cdot 8$, auch 51·8 Mal langsamer gehoben wird, als im letzteren, so daß demnach auch bei dieser Maschine eben so viel an der Erhebungsgeschwindigkeit der Last verloren geht, als an ihrer Größe gewonnen wird.

7. Welche Last könnte mittelst eines Haspels mit einfacher Räderübersetzung (Fig. 188), bei welchem der Halbmesser des Getriebes 2·8 Zoll, derjenige des mit demselben im Eingriffe stehenden Rades 14 Zoll und der Halbmesser der Seiltrommel 4·5 Zoll mißt, gehoben werden, wenn an jeder der beiden 15 Zoll langen Kurbeln ein Arbeiter mit einer Kraft von 30 Pfund wirken würde, und bei dieser Maschine keine Nebenhindernisse der Bewegung zu berücksichtigen wären? — Setzt man in der Gleichung 1 des §. 278 den gegebenen Daten zu Folge $r = 2 \cdot 8$, $R = 14$, $\varrho = 4 \cdot 5$, $l = 15$ und $P = 2.30 = 60$, so ist $60 = \frac{4 \cdot 5}{15} . \frac{2 \cdot 8}{14} . Q$, woraus

$$Q = \frac{15 \,.\, 14}{4 \cdot 5 \,.\, 2 \cdot 8} 60 = 1000 \text{ Pfund}$$

folgt.

Ist ferner die Geschwindigkeit, mit welcher die Arbeiter an den Kurbelgriffen wirken = 1·2 Fuß, so ergibt sich aus der Gleichung 4 des bezogenen Paragraphes die Geschwindigkeit, mit welcher die Last gehoben wird,

$$h = \frac{4 \cdot 5}{15} . \frac{2 \cdot 8}{14} . 1 \cdot 2 = 0 \cdot 072 \text{ Fuß},$$

und folglich die theoretische Leistung = 1000 . 0·072 = 72 Fpf.

Während nun die Last, welche unter den oben gegebenen Bedingungen von der Kraft gehoben werden könnte, $\frac{1000}{60} = 16 \cdot 667$ Mal größer ist, als diese, ist die Geschwindigkeit, mit welcher sie gehoben werden könnte, $\frac{1 \cdot 2}{0 \cdot 072} = 16 \cdot 667$ Mal kleiner als diejenige, mit welcher die Kraft an den Kurbeln wirkt, so daß sich demnach auch bei dieser Maschine die Wahrheit des Satzes: „Daß eben so viel an Geschwindigkeit verloren geht, als an Kraft gewonnen wird", herausstellt.

8. Welche Last werden zwei an den beiden Kurbeln des durch Fig. 188 dargestellten Haspels mit einfacher Räderübersetzung mit je 30 Pfund Kraft wirkenden Arbeiter bei den in dem vorhergehenden Beispiele angegebenen Dimensionen desselben zu heben im Stande sein, wenn das Getriebe 14 und das Rad 70 Zähne hat, ferner der Durchmesser der Kurbelachse 1·2 Zoll, der Zapfendurchmesser der Trommelachse 0·9 Zoll und der Seildurchmesser 0·7 Zoll mißt?

Bezeichnet man mit q den auf den Theilrißumfang des Rades reduzirten und in horizontaler Richtung wirkenden Widerstand, und setzt den Coefficienten der Zahnreibung = 0·11, so ist der mittlere Werth der am Umfange des Getriebes zum Behufe der Ueberwindung des Zahnreibungswiderstandes wirksam zu machenden

Kraft, der Gleichung 9 des §. 150 zu Folge, $= 0{\cdot}11 . 3{\cdot}142 \left[\frac{1}{70} + \frac{1}{14}\right] q =$ $= 0{\cdot}029\, q$. Weil ferner die beiden Kurbeln unter einem rechten Winkel gegen einander gestellt sind, so ist der auf die Kurbelachse von Seite der an den Kurbeln wirkenden Kraft resultirende Druck $= \sqrt{[\overline{30}^2 + \overline{30}^2]} = 42{\cdot}426$ Pfund und der totale Druck $= (42{\cdot}426 + q)$, wenn man nämlich den während einer Kurbelumdrehung Statt findenden größten Druck in Rechnung bringt. Nun muß aber mit Vernachlässigung der Zapfenreibung jedoch mit Berücksichtigung der Zahnreibung für das Gleichgewicht die Gleichung

$$2 . 30 . 15 = q . 2{\cdot}8 + 0{\cdot}029 . q . 2{\cdot}8 = (1 + 0{\cdot}029)\, q . 2{\cdot}8,$$

oder

$$60 . 15 = 1{\cdot}029 . 2{\cdot}8 . q$$

bestehen, aus welcher sich sofort

$$q = \frac{60 . 15}{1{\cdot}029 . 2{\cdot}8} = 312{\cdot}391 \text{ Pfd}$$

ergibt. Mit Benützung dieses Näherungswerthes wird sonach der totale Druck auf die Kurbelachse zu $(42{\cdot}426 + 312{\cdot}391) = 354{\cdot}817$ Pfd angenommen werden können. Setzt man nun den Coefficienten der Achsenreibung unter Voraussetzung einer auf gewöhnliche Weise Statt findenden Wartung der Maschine $= 0{\cdot}075$, so wird der Betrag der drehenden Reibung an der Kurbelachse durch $0{\cdot}075 . 354{\cdot}817 =$ $= 26{\cdot}611$ Pfd gemessen.

Da nun die an den Kurbeln wirkende Kraft nicht nur den Widerstand q, sondern auch den Reibungswiderstand an der Kurbelachse und die Zahnreibung zu überwinden hat, so muß für den Grenzzustand des Gleichgewichtes die Gleichung (Anmerkung des §. 278)

$$60 . 15 = q . 2{\cdot}8 + 0{\cdot}029 . q . 2{\cdot}8 + 26{\cdot}611 . \frac{1{\cdot}2}{2},$$

oder

$$900 = 2{\cdot}881 . q + 15{\cdot}967$$

bestehen, aus welcher

$$q = \frac{900 - 15{\cdot}967}{2{\cdot}881} = 306{\cdot}849 \text{ Pfd}$$

gefunden wird.

Weil ferner, wenn Q die an dem Umfange der Seiltrommel vertical nach abwärts wirkende Last bezeichnet, der Steifigkeitswiderstand des Seiles der Gleichung 2 des §. 58 zu Folge durch $0{\cdot}685 . \frac{\overline{0{\cdot}7}^2}{2 . 4{\cdot}5}\, Q$, d. i. durch $0{\cdot}037\, Q$ gemessen wird, und der Druck, welcher auf die Trommelachse von den beiden unter einem rechten Winkel auf dieselbe wirkenden Kräften Q und q resultirt $= \sqrt{[Q^2 + \overline{306{\cdot}849}^2]}$ ist, so kann man, da nach statischen Gesetzen ohne Berücksichtigung des Zapfenreibungswiderstandes die Gleichung

$$306{\cdot}849 . 14 = Q . 4{\cdot}5 + 0{\cdot}037 . Q . 4{\cdot}5,$$

oder

$$4295{\cdot}886 = 4{\cdot}666\, Q$$

Statt finden muß, wegen $Q = \frac{4295{\cdot}886}{4{\cdot}666} = 920{\cdot}678$ Pfd, in dem den Druck auf die Trommelachse messenden Wurzelausdrucke statt Q den eben berechneten Näherungs-

werth substituiren, so daß dieser Druck $= \sqrt{[\overline{920{\cdot}678}^2 + \overline{306{\cdot}849}^2]} = 970{\cdot}466$ Pfd betragen würde.

Nimmt man nun den Coefficienten der Zapfenreibung an der Trommelachse $= 0{\cdot}075$ an, so ist die Größe dieses Widerstandes $= 0{\cdot}075 \,.\, 970{\cdot}466 = 72{\cdot}784$ Pfd, und es muß für das Gleichgewicht die Gleichung

$$306{\cdot}849 \,.\, 14 = Q \,.\, 4{\cdot}5 + 0{\cdot}037 \,.\, Q \,.\, 4{\cdot}5 + 72{\cdot}784 \,.\, \frac{0{\cdot}9}{2},$$

oder

$$4295{\cdot}886 = 4{\cdot}666\, Q + 32{\cdot}753$$

bestehen, aus welcher sich sofort

$$Q = \frac{4295{\cdot}886 - 32{\cdot}753}{4{\cdot}666} = 913{\cdot}659 \text{ Pfd}$$

ergibt.

Da aber diese Last dem vorhergehenden Beispiele zu Folge mit einer Geschwindigkeit von $0{\cdot}072$ Fuß gehoben wird, so ist die Nutzleistung, welche mit dieser Maschine hervorgebracht wird,

$$E_n = 913{\cdot}659 \,.\, 0{\cdot}072 = 65{\cdot}782 \text{ Fpf.}$$

9. Welche Last könnte vermittelst des durch Fig. 189 dargestellten Krahnes mit einer an den beiden 15 Zoll langen Kurbeln desselben wirkenden Kraft von 60 Pfund gehoben werden, wenn die Zähnezahlen eines jeden der beiden Räderpaare dieser Maschine = 12 und 84 sind, und der Trommelhalbmesser 5 Zoll beträgt? — Abstrahirt man von den Nebenwiderständen der Bewegung, welche an diesem Krahne vorkommen, und wendet beide Räderpaare des Aufzugsmechanismus an, so muß der Gleichung 2 des §. 281 zu Folge, wegen $P = 60$, $\varrho = 5$, $l = 15$, $z = z_1 = 12$ und $Z = Z_1 = 84$, die Gleichung

$$60 = \frac{1}{4} \,.\, \frac{5}{15} \,.\, \frac{12}{84} \,.\, \frac{12}{84}\, Q,$$

oder

$$60 = \tfrac{1}{4} \cdot \tfrac{1}{3} \cdot \tfrac{1}{7} \cdot \tfrac{1}{7}\, Q$$

bestehen, aus welcher

$$Q = 60 \,.\, 4 \,.\, 3 \,.\, 7 \,.\, 7 = 35280 \text{ Pfund}$$

folgt. Wenn nun die Kraft mit einer Geschwindigkeit von $1{\cdot}5$ Fuß an den Kurbeln arbeitet, so ist die Erhebungsgeschwindigkeit dieser Last der Gleichung 5 des bezogenen Paragraphes gemäß

$$h = \frac{1}{4} \,.\, \frac{5}{15} \,.\, \frac{12}{84} \,.\, \frac{12}{84}\, 1{\cdot}5 = 0{\cdot}00255 \text{ Fuß.}$$

Würde aber durch Verschiebung der Kurbelachse das eine Räderpaar außer Gang gesetzt, so wäre in diesem Falle, wenn die Zähnezahl des zweiten an der Kurbelachse angebrachten Getriebes auch = 12 ist, wegen (Gleichung 3, §. 281)

$$60 = \frac{1}{4} \cdot \frac{5}{15} \cdot \frac{12}{84}\, Q_1,$$

die Last, welche unter dieser Voraussetzung mittelst dieser Maschine gehoben werden könnte,

$$Q_1 = 5040 \text{ Pfund},$$

und die Erhebungsgeschwindigkeit dieser Last (Gleichung 6, §. 281)

$$h_1 = \frac{1}{4} \,.\, \frac{5}{15} \,.\, \frac{12}{84} \,.\, 1{\cdot}5 = 0{\cdot}01785 \text{ Fuß.}$$

Weil nun $\frac{h_1}{h} = \frac{0 \cdot 01785}{0 \cdot 00255} = 7$, hingegen $\frac{Q_1}{Q} = \frac{5040}{35280} = \frac{1}{7}$ ist, so erhellet, daß im letzteren Falle die Last von 5040 Pfd wohl 7 Mal so schnell gehoben wird, als im ersteren, daß aber dabei diese Last nur $\frac{1}{7}$ der bei Anwendung der beiden Räderpaare gefundenen Last von 35280 Pfd beträgt.

B. Von den Pumpen.

§. 283. Erklärung und Eintheilung. Unter allen zum Heben oder Fortschaffen des Wassers dienenden Maschinen, (zu welchen die Schöpf- und Wurfräder, die Paternosterwerke, die archimedische Schraube, der hydraulische Widder u. s. w. gehören,) sind die **Pumpen** die vorzüglichsten, unter den verschiedenen Arten derselben aber (als: den Kolbenpumpen, den Rotations- und oscillirenden Pumpen, den Pumpen ohne Kolben u. s. w.) diejenigen, bei denen das Wasser mittelst eines in einem hohlen Cylinder wasserdicht eingesetzten und geradlinig hin- und her bewegten Kolbens gehoben wird, und welche aus diesem Grunde **Kolbenpumpen** genannt werden, die am häufigsten angewendeten. Sie werden ihrer Wirkungsweise nach in **Saug-**, **Hebe-** und **Druckpumpen** eingetheilt.

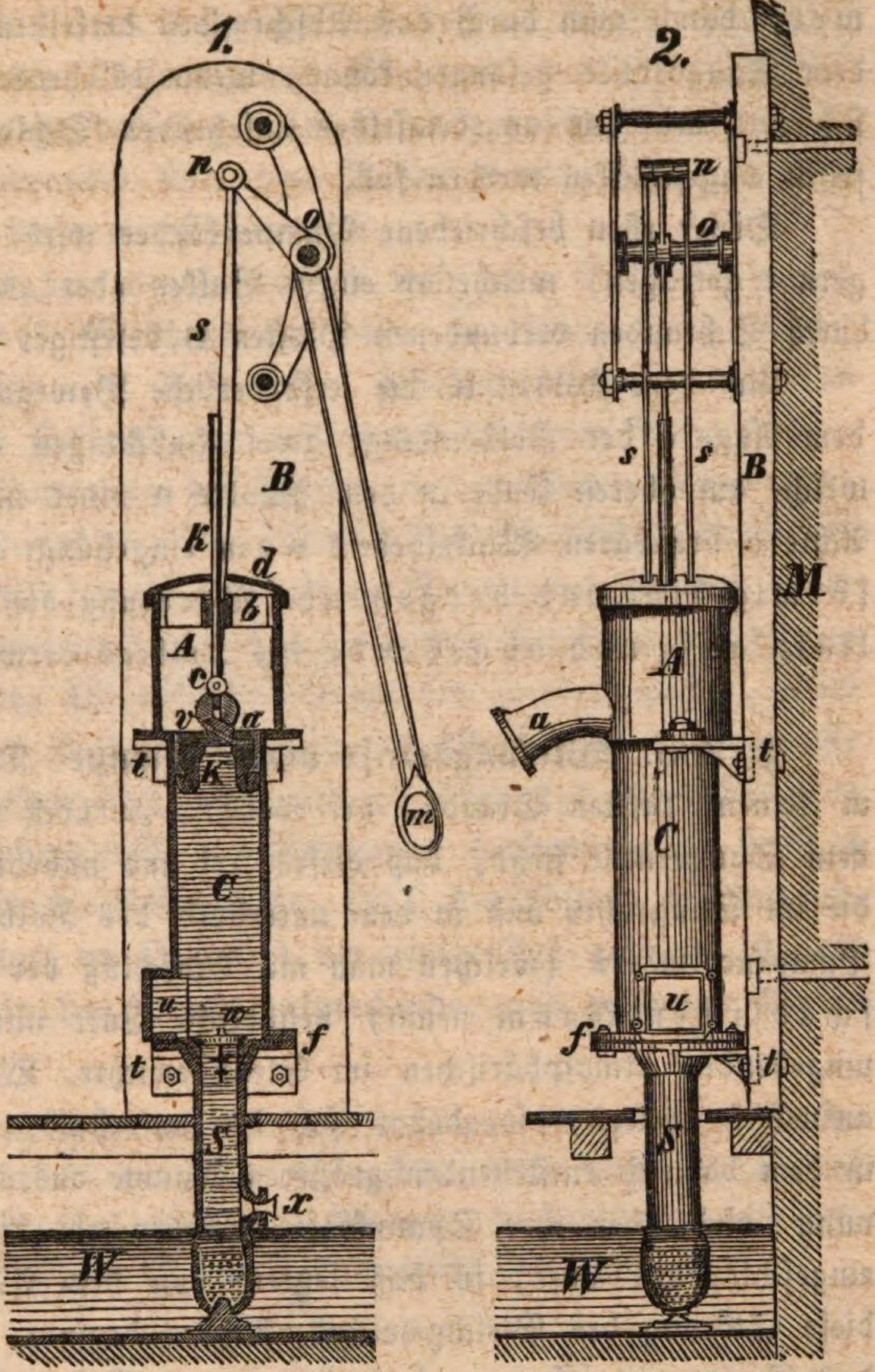
1. Die Saugpumpe.

§. 284. Beschreibung einer Saugpumpe. Wird bei einer Kolbenpumpe das Wasser vorzugsweise durch das Ansaugen gehoben, so nennt man sie eine **Saugpumpe**. **Fig.** 190, 1 und 2 zeigt eine solche Pumpe in einem verticalen Durchschnitte (**Fig.** 190, 1) und in einer Seitenansicht (**Fig.** 190, 2). Sie besteht aus dem Pumpencylinder **C** (auch Stiefel genannt) von Metall, in welchem sich ein in der Mitte durchbrochener Kolben **K** bewegen läßt. Der Kolbenstock desselben ist ebenfalls aus Metall hergestellt nnd mit einem an demselben vermittelst einer Verschraubung befestigten Lederstulpe als Liederung umgeben, welcher über die obere Fläche des Kolbens etwas vorsteht, und durch den Druck des über demselben befindlichen Wassers an die innere Umfangsfläche des Cylinders angepreßt wird, so daß dadurch (wenigstens zum Theile) der luft- und wasserdichte Schluß des Kolbens in dem Pumpencylinder hervorgebracht wird. Die Höhlung des Kolbens ist durch eine sich nach aufwärts öffnende Klappe **v**, das Klappenventil genannt, verschließbar, welche aus einer diese Oeffnung bedeckenden, auf einer Seite an dem Kolbenstocke angeschraubten und um diese Befestigungsstelle wie um ein Charnier drehbaren Lederscheibe besteht, die ober- und unterhalb zwischen zwei mit einander durch eine Schraube verbundenen Metallplatten liegt, von denen die obere einen etwas größeren, die untere aber einen etwas kleineren Durchmesser hat, als derjenige der Höhlung ist. Die Verbindung der Kolbenstange **k** mit dem Kolben ist vermittelst

eines an dem Kolben angegossenen und das Klappenventil umgreifenden Bügels hergestellt, so daß sich dasselbe ungehindert öffnen kann.

S ist ein cylindrisches, unten erweitertes und an dieser Stelle zum Behufe der Abhaltung der vom Wasser mitgeführten Unreinigkeiten von dem Inneren des Pumpenkörpers siebartig durchlöchertes Rohr, das Saugrohr genannt, welches oben vermittelst der Flantsche f an der Flantsche des Pumpencylinders durch Schrauben befestiget ist, und mit seinem unteren Theile in das Wasser W eines Bassins, das sogenannte Sumpfwasser oder den Sumpf eintaucht, aus welchem dasselbe zu heben ist. Vermittelst eines Kegelventiles w, das Saugventil genannt, welches mit dem an demselben angegossenen Führungsbolzen in dem Stege eines an dem oberen Theile des Saugrohres eingesetzten metallenen Ringes, des Ventilsitzes geführt wird, kann die Communication zwischen dem Pumpencylinder und dem Saugrohre hergestellt und aufgehoben werden.

Fig. 190.



Ueber dem Pumpencylinder ist ein hohler cylindrischer Auffatz A angebracht, welcher vermittelst eines Deckels d von oben geschlossen ist, und als Sammelgefäß für das zu hebende Wasser dient. Am unteren Theile dieses Gefäßes, unmittelbar über dem Pumpencylinder, befindet sich das Ausgußrohr a, und am oberen Theile desselben der mit einem Auge versehene Steg b, durch welchen die Kolbenstange k hindurchgeht und hier ihre Führung hat.

x ist eine durch einen Spund verschlossene, über dem Wasserspiegel im Sumpfe angebrachte Oeffnung, welche zum Behufe der Reinigung des Saugrohres von dem mit dem Wasser eingedrungenen Schlamme oder Sande

bestimmt ist, u aber die durch eine Platte verschließbare **Ventilkammer**, damit man durch das Abschrauben derselben auf eine leichte Weise zu dem Saugventile gelangen könne, wenn es herausgenommen und von dem sich mit der Zeit an demselben ansetzenden Schlamme gereiniget, oder aber frisch eingeschliffen werden soll.

Dieser eben beschriebene Pumpenkörper wird von zwei gußeisernen Trägern t getragen, welche an einem Balken oder an einem mit der Mauer **M** durch Schrauben verbundenen Pfosten **B** befestiget sind.

Um dem Kolben **K** die erforderliche Bewegung mitzutheilen, sind mit dem Auge c der Kolbenstange zwei Hubstangen s charnierartig verbunden, welche am oberen Ende in dem Punkte n eines ungleicharmigen und um die Achse o drehbaren Winkelhebels n o m eingehängt sind, wodurch die **kreisförmig hin- und hergehende** Bewegung dieses Hebels in eine **geradlinig auf- und abgehende** des Kolbens verwandelt wird.

§. 285. **Wirkungsweise dieser Pumpe.** Denkt man sich den Kolben in seinem tiefsten Stande, bei welchem er noch in einer solchen Höhe über dem Saugventile steht, daß dieses frei und unbehindert spielen kann, so ist die im Saugrohre und in dem unterhalb des Kolbens liegenden Raume des Pumpencylinders (welchen man mit Einschluß der Höhlung des Kolbens den **schädlichen Raum** nennt) befindliche Luft mit der den Pumpenkörper umgebenden atmosphärischen im Gleichgewichte. Wird nun der Kolben nach aufwärts bewegt, so dehnt sich die unterhalb desselben befindliche Luft in dem dadurch entstehenden größeren Raume aus. In Folge dieser Ausdehnung wird aber ihre Spannkraft geringer als diejenige der im Saugrohre eingeschlossenen Luft, so daß letztere von dem Augenblicke an, in welchem diese Störung des Gleichgewichtszustandes beginnt, in Folge des Ueberdruckes das Saugventil öffnen, und in den unterhalb des Kolbens befindlichen Raum des Pumpencylinders überströmen wird, und weil dadurch auch im Saugrohre eine Luftverdünnung eintritt, so wird die auf die Oberfläche des Sumpfwassers wirkende atmosphärische Luft dasselbe in dem Saugrohre hinaufdrücken, und dieses so lange in demselben steigen, bis der Kolben seinen höchsten Stand erreicht. Bei dem nun beginnenden Niedergange desselben wird zunächst das Saugventil geschlossen, und die unterhalb des Kolbens in dem Pumpencylinder befindliche Luft so lange zusammengedrückt, bis sie eine Spannkraft erlangt, in Folge deren sie das Klappenventil des Kolbens öffnen kann. Von diesem Augenblicke an wird sie durch die auf diese Weise um das Klappenventil entstandene Oeffnung in den oberhalb des Kolbens befindlichen Raum des Pumpencylinders entweichen, und dieses Entweichen derselben so lange Statt finden, als der Niedergang des Kolbens dauert.

Wird dieses eben beschriebene Kolbenspiel fortgesetzt, so wird bei dem jedesmaligen Aufgange des Kolbens das Wasser im Saugrohre immer höher und höher gehoben, bei dem Niedergange desselben aber die aus diesem Rohre

verdrängte Luft durch das Klappenventil in den über dem Kolben befindlichen Raum entweichen, bis endlich beim Aufgange des Kolbens Wasser statt Luft aus dem Saugrohre durch die Oeffnung des Saugventiles in den Cylinder überströmen, beim Niedergange desselben aber dieses gehobene Wasser durch die Oeffnung des Klappenventiles über den Kolben treten, und aus dem Gefäße **A** durch das Ausgußrohr **a** abfließen wird.

Da der mittlere Druck der atmosphärischen Luft einer Wassersäule von beiläufig 32 Fuß Höhe das Gleichgewicht hält, so könnte das Wasser vermittelst einer Saugpumpe auf diese Höhe gehoben werden, wenn es möglich wäre unterhalb des Kolbens einen vollkommen luftleeren Raum hervorzubringen, und wenn die Bewegung des Wassers in dem Pumpenkörper ohne alle Hindernisse Statt finden würde. Weil aber in der Wirklichkeit durch den Druck der atmosphärischen Luft sowohl die durch die Reibung des Wassers in der Saugröhre und dem Pumpencylinder, als auch die beim Durchgange desselben durch die Ventile entstehenden Widerstände überwunden werden müssen, überdieß bei jedem Aufgange des Kolbens der ruhenden Wassermasse eine gewisse Geschwindigkeit ertheilt werden muß, demnach ein Theil des atmosphärischen Druckes durch diese Nebenhindernisse der Bewegung consumirt wird, so ist es erklärlich, warum die wirkliche Ansaughöhe, (d. i. der Abstand des Ausgußrohres von dem Wasserspiegel im Sumpfe) um einige Fuß geringer ist, als die dem mittleren atmosphärischen Drucke entsprechende, und zwar nur 24 bis 28 Fuß beträgt.

Anmerkung. Bezeichnet $\mathfrak{H}$ die Höhe der Wassersäule, welche dem mittleren Drucke das Gleichgewicht hält, **H** die größte Ansaughöhe, h die Höhe des Kolbenhubes und $\mathfrak{h}$ die Höhe des schädlichen Raumes, so findet man nach dem Mariotte'schen Gesetze für die größte Ansaughöhe den Ausdruck

$$H = \frac{\mathfrak{H}}{1 + \frac{\mathfrak{h}}{h}},$$

aus welchem zu ersehen ist, daß die Ansaughöhe um so größer ausfallen wird, je kleiner das Verhältniß $\frac{\mathfrak{h}}{h}$, je größer also unter übrigens gleichen Umständen die Hubhöhe des Kolbens ist.

2. Die Saug- und Hebepumpe.

§. 286. Erklärung der Saug- und Hebepumpe. Würde bei der in dem §. 284 beschriebenen Pumpe (**Fig. 190**) an dem Sammelgefäße **A** statt des Ausgußrohres **a** ein nach aufwärts gehendes Rohr, das Steigrohr genannt, angebracht, aus welchem der Ausfluß erst in einer größeren oder geringeren Höhe über dem höchsten Kolbenstande Statt fände, so hätte man eine **vereinigte Saug- und Hebepumpe.**

Anmerkung. Wird bei einer solchen Pumpe das Saugrohr weggelassen und der mit einem Bodenventile versehene Pumpencylinder unmittelbar in das Sumpfwasser gestellt, so nennt man eine solche Pumpe eine **Hebepumpe.**

§. 287. Bestimmung des Nutzeffectes einer Saug- und Hebepumpe. Ist **H** die in Fußen gemessene Höhe, auf welche das Wasser gehoben wird, **h** die Hubhöhe des Kolbens in Fußen, **F** seine Fläche in Quadratfuß und **n** die Anzahl der in einer Minute Statt findenden Kolbenspiele (Auf- und Niedergänge), so ist **F h** die Wassermenge, welche mit einer vollkommen ausgeführten Saug- und Hebepumpe während eines jeden Kolbenspieles gehoben werden könnte, und $\frac{n}{60}$ **F h** die von dieser auf eine Secunde entfallende Wassermenge, demnach ihre theoretische Leistung

$$E = 56{\cdot}5 \, . \, \frac{n}{60} F h H,$$

oder, wenn man $\frac{n}{60} F h = Q$ setzt, auch

$$E = 56{\cdot}5 \, Q H \; . \; . \; . \; (1.$$

Weil aber eine ursprünglich wenn auch noch so genau ausgeführte Pumpe schon nach kurzer Zeit ihre Genauigkeit verliert, so werden bei allen Pumpen dieser Art in Folge des Zurücktretens des Wassers sowohl durch das Kolben- und Saugventil als auch durch die Kolbenliederung größere oder geringere Wasserverluste eintreten, welche bewirken, daß die effective Wassermenge (d. i. die wirklich gehobene) stets kleiner ist, als die theoretische. Ist $\mathfrak{Q}$ die effective Wassermenge, und k′ ein Coefficient, welcher das Verhältniß der effectiven Wassermenge zu der theoretischen angibt, so hat man

$$\mathfrak{Q} = k' Q \; . \; . \; . \; (2$$

zu setzen und dabei der Erfahrung zu Folge den Coefficienten k′ je nach dem Grade der Genauigkeit der Ausführung der Pumpe, und zwar

bei sehr gut ausgeführten Pumpen . . . . . = 0·97,
bei gut ausgeführten Pumpen . . . . = 0·90,
und bei gewöhnlichen Pumpen . . . . . . = 0·80

zu nehmen.

Setzt man nun in dem Effectausdrucke **1** dieses Paragraphes $\mathfrak{Q}$ statt Q, so erhält man den Nutzeffect, welcher mittelst einer solchen Pumpe erzielt werden kann. Dieser wird demnach durch den Ausdruck

$$E_n = 56{\cdot}5 \, \mathfrak{Q} H \; . \; . \; . \; (3$$

gemessen.

§. 288. Bestimmung des zum Betriebe einer Saug- und Hebepumpe nöthigen Effectes. Bezeichnet **H** den Verticalabstand des Ausgußrohres einer solchen Pumpe von dem Wasserspiegel im Sumpfe, also die ganze Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden soll, in Fußen, **x** die Höhe in Fußen, in welcher sich die Ventilfläche des Kolbens über diesem Wasserspiegel in einem beliebigen Punkte seines Hubes befindet, $\mathfrak{H}$ die Höhe der mit dem Drucke der atmosphärischen Luft im Gleichgewichte stehenden Wassersäule ebenfalls in Fußen und **F** die Kolbenfläche in Quadratfuß, so ist der auf die obere Kolbenfläche (unter der Voraussetzung, daß das Wasser bereits auf

die Höhe H gestiegen ist) Statt findende Druck $= 56{\cdot}5\,F(\mathfrak{H} + H - x)$, und der auf den Kolben von unten nach oben wirkende $= 56{\cdot}5\,F(\mathfrak{H} - x)$, folglich der effective auf den Kolben von oben nach unten wirkende Druck, also der Nutzwiderstand, welchen die an der Kolbenstange nach aufwärts wirkende Kraft zu überwinden hat, $= 56{\cdot}5\,F(\mathfrak{H} + H - x) - 56{\cdot}5\,F(\mathfrak{H} - x) = 56{\cdot}5\,F\,H$, woraus ersichtlich, daß der Nutzwiderstand von dem Stande des Kolbens in dem Pumpencylinder unabhängig ist.

Ist nun $\mathfrak{P}$ die Kraft, welche an der Kolbenstange ohne Berücksichtigung der bei dieser Maschine vorkommenden Nebenhindernisse der Bewegung und mit Vernachlässigung des Gewichtes der Kolbenstange und des Kolbens für den Gleichgewichtszustand wirksam zu machen wäre, so muß

$$\mathfrak{P} = 56{\cdot}5\,F\,H \;\ldots\; (1$$

sein. Haben nun h und n die nämliche Bedeutung, wie in dem vorhergehenden Paragraphe, so ist der Effect dieser Kraft

$$\mathfrak{E} = \frac{n}{60}\,\mathfrak{P}\,h = 56{\cdot}5\,.\,\frac{n}{60}\,F\,h\,H,$$

oder, wegen $\frac{n}{60} F\,h = Q$, auch

$$\mathfrak{E} = 56{\cdot}5\,Q\,H \;\ldots\; (2.$$

Durch Vergleichung dieses Ausdruckes mit dem durch 1 in dem vorhergehenden Paragraphe bezeichneten ergibt sich, daß $\mathfrak{E} = E$, d. h. daß der Effect dieser zum Betriebe der Pumpe unter der oben ausgesprochenen Voraussetzung erforderlichen Kraft dem theoretischen Effecte der Pumpe gleich sein muß.

Wegen den bei einem solchen Pumpwerke Statt findenden Nebenhindernissen der Bewegung aber, als: der Kolbenreibung, des Widerstandes, welcher bei dem Durchgange des Wassers durch die Ventilöffnungen entsteht, der Reibung des Wassers in den Röhren (welche jedoch bei kurzen Röhrenleitungen nur unbedeutend ist), des durch die Trägheit der zu beschleunigenden Wassermasse hervorgehenden Widerstandes u. s. w., muß jedoch der Effect der an der Kolbenstange wirksam zu machenden Kraft größer sein, als der durch den Ausdruck 2 bestimmte, so daß man den zum Betriebe eines Saug- und Druckwerkes nöthigen Effect durch

$$\mathfrak{E}_n = 56{\cdot}5\,k\,Q\,H \;\ldots\; (3,$$

oder, wenn N_n diesen Effect in Pferdekräften bezeichnet, wegen $N_n = \frac{E_n}{430}$, durch

$$N_n = 0{\cdot}131\,k\,Q\,H \;\ldots\; (4$$

ausdrücken kann, wobei der Coefficient k der Erfahrung zu Folge

für sehr gut ausgeführte Pumpwerke . . . . $= 1{\cdot}10$,
für Pumpwerke von guter Ausführung . . $= 1{\cdot}20$,
und für Pumpwerke von gewöhnlicher Ausführung $= 1{\cdot}25$

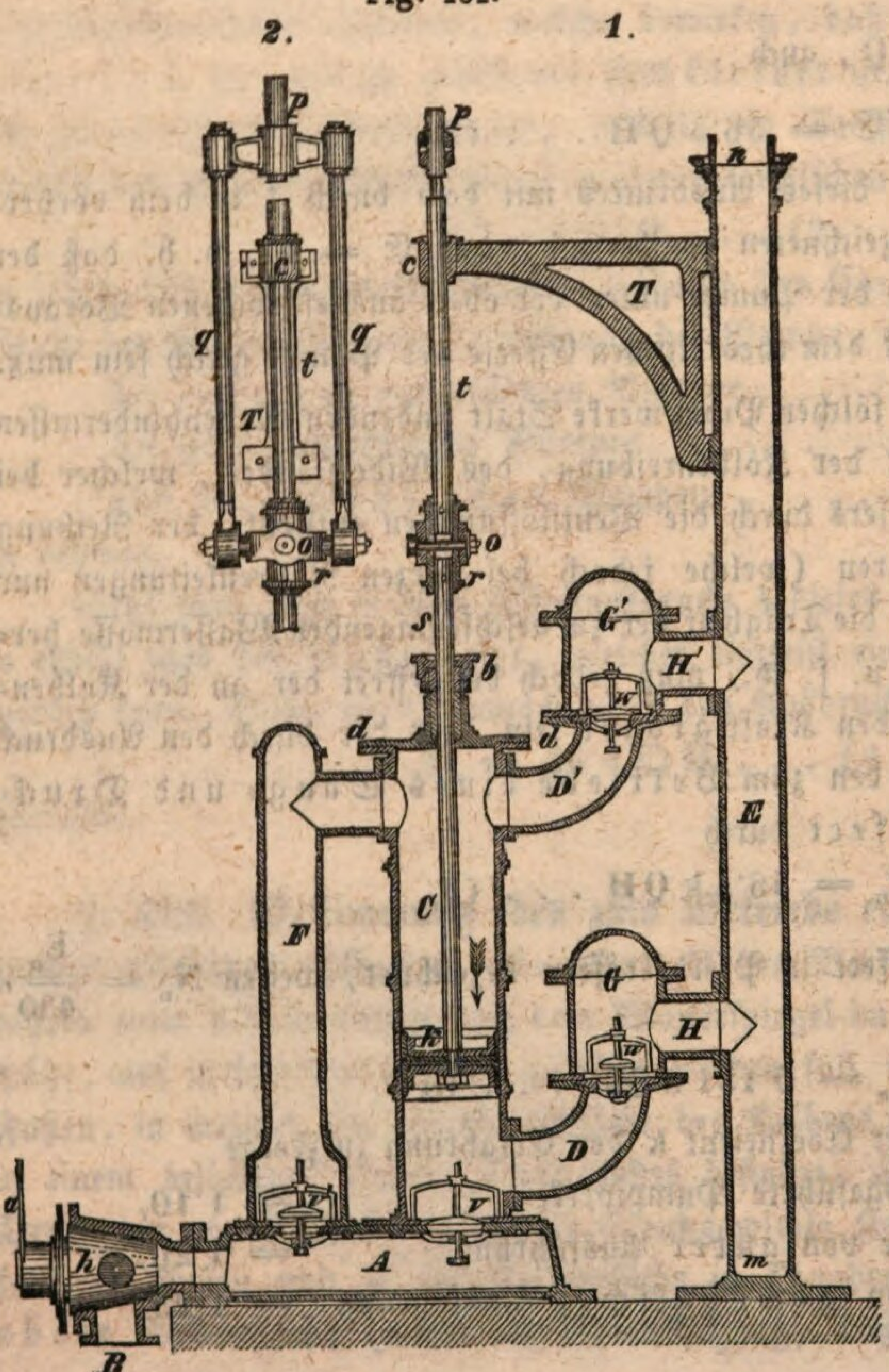
zu setzen ist.

3. Die Saug- und Druckpumpe.

§. 289. Beschreibung einer Saug- und Druckpumpe. Fig. 191, 1 und 2 stellt eine **doppelt wirkende Saug- und Druckpumpe** in einem verticalen Durchschnitte (Fig. 191, 1) und in einer Vorderansicht der Verbindung der Treib- mit der Kolbenstange (Fig. 191, 2) vor. C ist der gußeiserne Pumpencylinder, welcher mit seiner unteren Flantsche auf einem viereckigen Kasten A von Gußeisen, dem Saugkasten, angeschraubt ist, der vermittelst eines durch den Schlüssel a beliebig zu stellenden Hahnes h mit dem Saugrohre B in Communication gesetzt werden kann. Oben ist dieser Cylinder durch einen mit einer Stopfbüchse b versehenen Deckel d d verschlossen. Durch diese Stopfbüchse geht die Kolbenstange s, welche an ihrem unteren Ende mit dem aus zwei umgestülpten und zwischen zwei gußeisernen Scheiben befindlichen Lederscheiben bestehenden Kolben k durch Schraube und Mutter verbunden ist.

Der unterhalb des Kolbens befindliche Raum kann sowohl durch eine unter dem Cylinder im Saugkasten angebrachte und durch das Kegelventil v (das Saugventil) verschließbare Oeffnung mit dem Saugkasten, als auch vermittelst eines an dem unteren Theile des Cylinders seitlich angeschraubten und ebenfalls durch ein Kegelventil w (das Druckventil) verschließbaren Knierohres D mit dem von m bis n aus Gußeisen (in Form einer Säule) hergestellten und von n an durch ein aufgeschraubtes Kupferrohr bis auf die erforderliche Höhe verlängerten Steigrohres E abwechselnd in Communication treten. Eben so kann der oberhalb des Kolbens befindliche Raum entweder mittelst des sowohl an dem oberen Theile des Pumpencylinders, als auch auf dem Saugkasten angeschraub-

Fig. 191.



ten Knierohres F, so wie einer unterhalb desselben befindlichen und durch ein conisches Saugventil v' verschließbaren Oeffnung mit dem Saugkasten, oder aber mittelst des an der gegenüberliegenden Seite des Pumpencylinders befestigten, und durch das ebenfalls conische Druckventil w' verschließbaren Knierohres D' mit dem Steigrohre communiciren. Sämmtliche Ventile, so wie auch ihre Ventilsitze sind aus Metall angefertigt und zum Behufe der Führung ober- und unterhalb mit angegossenen Führungsbolzen versehen, von denen die unteren durch die Büchsen der an den Ventilsitzen angegossenen Stege, die oberen aber durch die Büchsen der an den Ventilsitzen angeschraubten Bügel gehen.

Die beiden Druckventile w und w' befinden sich in cylindrischen, auf den Knieröhren D und D' angeschraubten und durch halbkugelförmige Hauben geschlossenen Gehäusen G und G', den sogenannten Ventilkästen, Ventilkammern oder Ventilgehäusen, wodurch es möglich ist, auf eine leichte Weise zu den Ventilen zu gelangen. Diese Gehäuse sind durch die Röhren H und H' mit dem Steigrohre E verbunden und dienen zum Theile auch als Windkessel.

Der Kolben erhält seine Bewegung von einer Kurbel, welche an einer oberhalb der Pumpe liegenden Achse angebracht ist, und vermittelst der Hubstange p, so wie des am unteren Theile derselben befestigten, und an dem Bolzen o des Kolbenstangenkopfes r eingehängten Rahmens q q mit der Kolbenstange in Verbindung steht. Zum Behufe der Geradführung derselben befindet sich in der oberen Hülse des Kolbenstangenkopfes eine calibrirte Stange t von kreisförmigem Querschnitte befestiget, welche durch eine Führungsbüchse c geht, die an dem an der Steigröhre befestigten Träger T angebracht ist.

§. 290. Wirkungsweise dieser Pumpe. Denkt man sich den Hahn h so gestellt, daß der Saugkasten A mit dem Saugrohre B in Verbindung steht, ferner die Pumpe schon so lange in Thätigkeit, daß sämmtliche Räume derselben bereits mit Wasser angefüllt sind, und endlich den Kolben im Niedergange, so wird das unterhalb desselben befindliche Wasser bei geschlossenem Saugventile v durch das Knierohr D und die Oeffnung des Druckventiles w in das Steigrohr E getrieben, hingegen das aus dem Saugrohre B in den Saugkasten A in Folge des Ansaugens (wobei das Ventil w' geschlossen, das Ventil v' aber offen ist) gelangende Wasser durch die Oeffnung des Saugventiles v' und das Knierohr F in den ober dem Kolben befindlichen Cylinderraum treten und diesen ausfüllen. Hat der Kolben seinen tiefsten Stand erreicht, so werden gleich im Beginne des nun erfolgenden Aufganges desselben die beiden Ventile v' und w geschlossen, hingegen die Ventile v und w' geöffnet, und es wird das oberhalb des Kolbens befindliche Wasser durch das Knierohr D' und die Oeffnung des Druckventiles w' in die Steigröhre getrieben, während das im Saugkasten A enthaltene Wasser in Folge der saugenden Wirkung der Pumpe aus demselben durch die Oeffnung des Saugventiles v in den unterhalb des

Kolbens liegenden Cylinderraum eintritt. Bei fortgesetzter Wiederholung dieses Kolbenspieles, also bei fortdauerndem Gange der Pumpe wird stets eine gewisse Wassermenge in das Steigrohr getrieben, und es kann, wenn nur die Betriebskraft der Pumpe ausreichend ist, vermittelst derselben Wasser auf jede beliebige Höhe hinaufgedrückt werden.

Weil der Kolben dieser Pumpe sowohl bei seinem Auf-, als auch beim Niedergange gleichzeitig das Wasser ansaugt und im Steigrohre hinaufdrückt, so nennt man sie aus diesem Grunde eine **doppelt wirkende Pumpe.**

Anmerkung. Weil bei einfach wirkenden Pumpen das im Steigrohre befindliche Wasser während eines jeden Kolbenspieles zur Ruhe gelangt, und bei dem nächstfolgenden wieder mit einer gewissen Geschwindigkeit gehoben werden muß, diese während eines jeden Kolbenspieles hervorzubringende Beschleunigung der Wassermasse aber bekanntermassen mit einem Verluste an Kraft verbunden ist, so muß man zur Beseitigung dieses Verlustes stets zwei einfach wirkende aber zusammen arbeitende Pumpen, oder ein doppelt wirkendes Pumpwerk anwenden, weil bei dieser Anordnung das im Steigrohre befindliche Wasser stets in Bewegung bleibt. In manchen Fällen, besonders, wenn die zu hebende Wassermenge nicht groß ist, kann man sich auch eines einfach wirkenden Pumpwerkes bedienen, nur muß man dasselbe mit einem Windkessel in Verbindung bringen, in welchem die oberhalb des in demselben befindlichen Wassers enthaltene Luft während der Druckwirkung des Kolbens comprimirt wird, so daß sie bei der darauf folgenden saugenden Wirkung desselben in Folge ihrer auf diese Weise erhöhten Spannkraft die im Steigrohre befindliche Wassersäule in Bewegung erhält.

§. 291. Bestimmung des Nutz- und Betriebseffectes dieser Pumpe. Bezeichnet **H** die Höhe in Fußen, auf welche das Wasser vermittelst der Pumpe gehoben wird, (diese vom Wasserspiegel des Sumpfes bis zur Ausflußöffnung am Steigrohre gemessen), **F** die Kolbenfläche in Quadratfuß und **v** die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens in Fußen, so ist die theoretische Leistung dieser Pumpe

$$E = 56{\cdot}5\, F H v,$$

oder auch, wenn h die Hubhöhe des Kolbens und n die Anzahl der Kolbenspiele in einer Minute ist, wegen $v = \frac{2nh}{60} = \frac{nh}{30}$,

$$E = 56{\cdot}5 \frac{n}{30} F h H.$$

Da jedoch $Fv = \frac{n}{30} Fh = Q$ die Wassermenge ist, welche durch dieses Pumpwerk in jeder Secunde gehoben werden würde, wenn keine Wasserverluste Statt fänden, so kann diese theoretische Leistung auch durch

$$E = 56{\cdot}5\, Q H \quad \ldots (1$$

ausgedrückt werden.

Weil aber wegen den bei diesem Pumpwerke Statt findenden Wasserverlusten die effective Wassermenge kleiner ist, als die theoretische, so wird, wenn man erstere mit $\mathfrak{Q}$ bezeichnet, die Nutzleistung der Pumpe durch

$$E_n = 56\text{'}5\,\mathfrak{Q}H \ldots (2$$

gemessen, wobei

$$\mathfrak{Q} = k'\,Q \ldots (3$$

zu setzen, und dabei für k' einer der in dem §. 287 angegebenen Werthe zu nehmen ist.

Würden an dieser Maschine keine Nebenwiderstände der Bewegung vorkommen, so wäre der Betriebseffect derselben ihrer theoretischen Leistung gleich zu setzen, während der Statt findenden Nebenwiderstände wegen (§. 288) der zum Betriebe dieser Saug- und Druckpumpe erforderliche Effect größer ist, als der theoretische Effect derselben, und durch

$$\mathfrak{E}_n = 56\text{'}5\,k\,Q\,(H + z) \ldots (4$$

ausgedrückt werden kann, wobei k ein Coefficient ist, welcher von dem Grade der Genauigkeit der Ausführung des Pumpwerkes abhängt, und dessen Werthe aus dem §. 288 zu entnehmen sind, z aber die Höhe einer Wassersäule bezeichnet, deren Gewicht im Stande ist, den durch die Reibung des Wassers an den Wänden der Röhrenleitung entstehenden Widerstand zu überwinden, und aus diesem Grunde die Widerstandshöhe genannt wird. Ist nun L die ganze Länge der Röhrenleitung in Fußen, welche das Wasser durchläuft, d der lichte Durchmesser der Röhren in Fußen, v die Geschwindigkeit in Fußen, mit welcher das Wasser in der Röhrenleitung fließt, endlich α und β zwei Erfahrungscoefficienten, so hat man sich zur Bestimmung der Widerstandshöhe der Formel

$$z = 4\,\frac{L}{d}\,(\alpha u + \beta u^2) \ldots (5$$

zu bedienen, wobei Versuchen zu Folge $\alpha = 0\text{'}00001733$ und $\beta = 0\text{'}0001101$ zu setzen ist.

Anmerkung. Die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens soll bei sorgfältig ausgeführten Pumpen 0·63 bis 0·95, bei unvollkommen ausgeführten aber 0·8 bis 1·1 Fuß betragen.

Zur Bestimmung des Kolbendurchmessers hat man sich, wenn $\mathfrak{Q}$ die Wassermenge in Cubikfuß, welche in jeder Secunde gefördert werden soll, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Fußen und D den Kolbendurchmesser in Zollen bezeichnet, bei einem Pumpwerke, welches aus einem doppelt wirkenden oder zwei einfach wirkenden Cylindern zu bestehen hat, der Formel

$$D = 13\cdot54\,\sqrt{\frac{\mathfrak{Q}}{k'\,v}} \ldots (6,$$

und für ein Pumpwerk mit einem einfach wirkenden Cylinder der Formel

$$D = 19\cdot1\,\sqrt{\frac{\mathfrak{Q}}{k'\,v}} \ldots (7,$$

zu bedienen, wobei k' der von dem Grade der Genauigkeit der Ausführung der Pumpe rücksichtlich der Wasserverluste abhängige Erfahrungscoefficient ist, dessen Werthe bereits in dem §. 287 angegeben wurden.

Den Kolbenschub hat man bei gewöhnlichen Pumpen = 2 D, und für Pumpen, die compendieuse werden sollen = D zu nehmen.

Der Durchmesser der Saug- und Steigröhren ergibt sich aus der Formel

$$d = 13{\cdot}54 \sqrt{\frac{Q}{u}} \;\ldots\; (8,$$

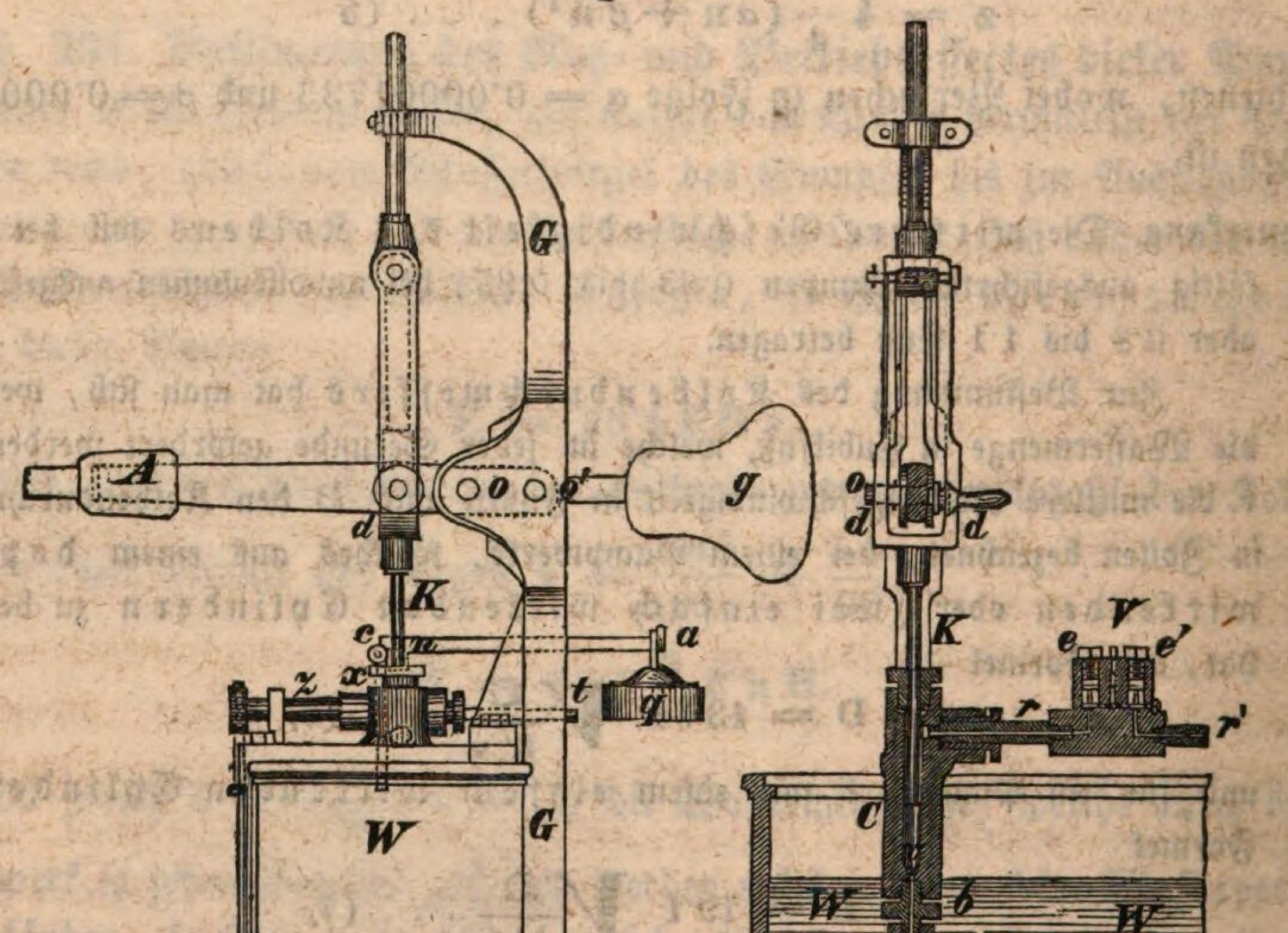
wobei Q die oben angegebene Bedeutung hat, d den Durchmesser dieser Röhren in Zollen bezeichnet, und u die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren ist, welche gewöhnlich 3 bis 3·8 Fuß beträgt.

Den Querschnitt der Ventile mache man dem Querschnitte der Saug- oder Druckröhre gleich.

4. Die Druckpumpe für hydraulische Pressen.

§. 292. Beschreibung einer solchen Druckpumpe. Fig. 192, 1 bis 4 stellt eine **Druckpumpe für hydraulische Pressen** in einem Verticaldurchschnitte (Fig. 192, 1), einer Seiten- und einer oberen Ansicht (Fig. 192, 2 und 3), so wie in einem im größeren Maßstabe gezeichneten Durchschnitte des Ventilgehäuses (Fig. 192, 4) vor. Der aus den Figuren 1 und 2 ersichtliche Wasserkasten W W aus Gußeisen umschließt zwei Pumpen, welche von dem eisernen Deckel desselben getragen werden, und von denen hier nur eine dargestellt ist. C ist der Pumpencylinder aus Metall, in dessen Boden eine Ventilbüchse b eingeschraubt ist, welche einem als Saugventil dienenden Kegelventile v zum Sitze dient, das mit einer unterhalb

2. Fig. 192. 1.



desselben angegossenen dreikantigen Leitstange versehen ist, und dessen Hubhöhe mittelst eines am unteren Theile derselben durchgesteckten Drahtes begrenzt ist. An der Ventilbüchse ist das in das Wasser des Kastens **W** eingetauchte Saugrohr **s** angeschraubt. **K** ist der aus einem massiven Cylinder bestehende und durch eine mit einer Lederliederung versehene Stopfbüchse gehende Pumpenkolben, der Brahmah'sche Kolben genannt, welcher an einem Bügel **d d** befestiget ist, und mit dem um den Punkt **o** des an dem Wasserkasten angebrachten Ständers **G G** drehbaren und durch ein Gegengewicht **g** äquilibrirten Hebel **A o** auf die in dem §. 156 beschriebene Weise zum Behufe der Geradführung desselben in Verbindung steht. Das Verhältniß der Hebelarme dieses Hebels kann durch Versetzung des Drehungsbolzens von **o** nach **o'** verändert werden, wodurch ein größerer Hub des Kolbens erzielt wird.

Fig. 192, 3.

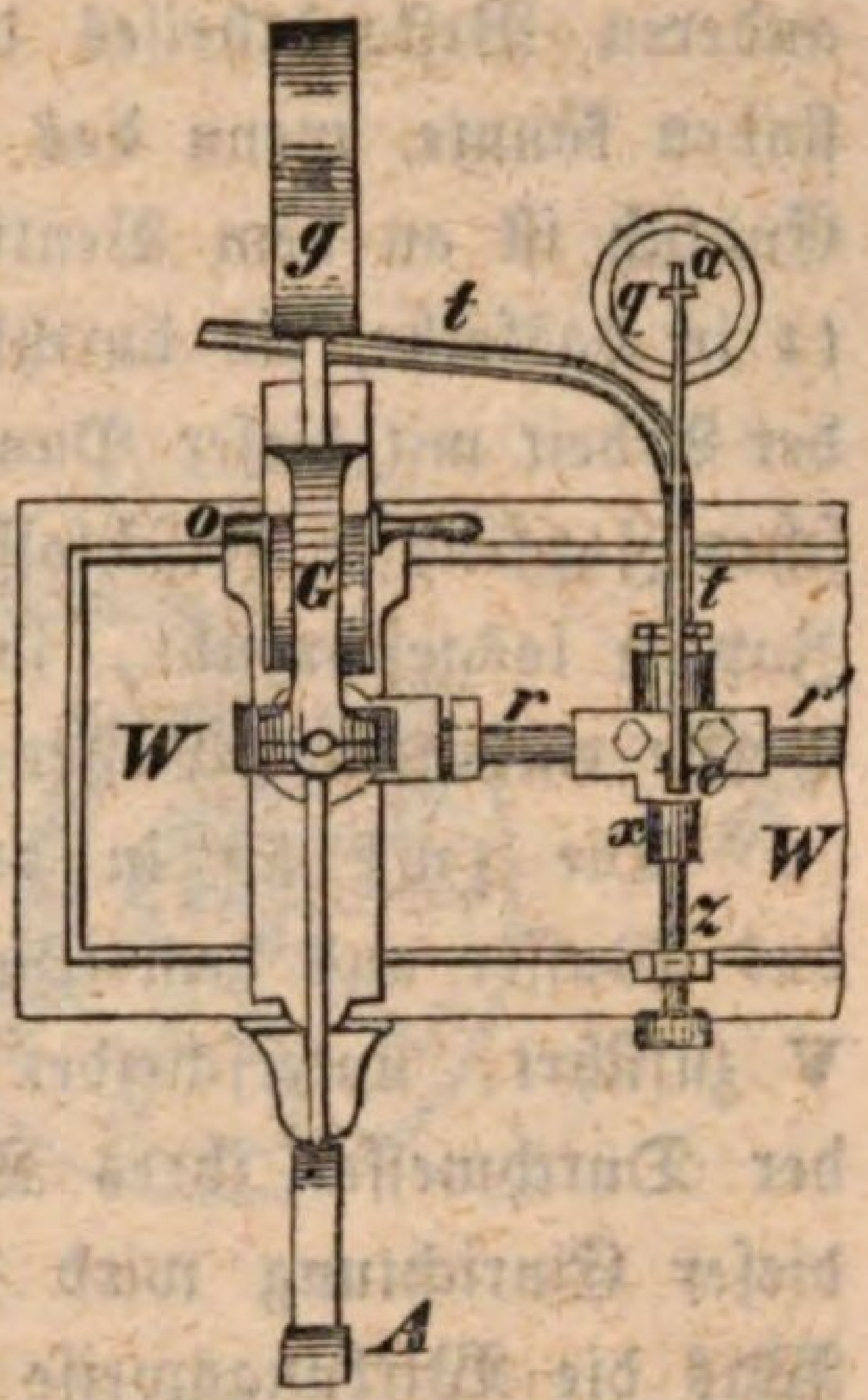
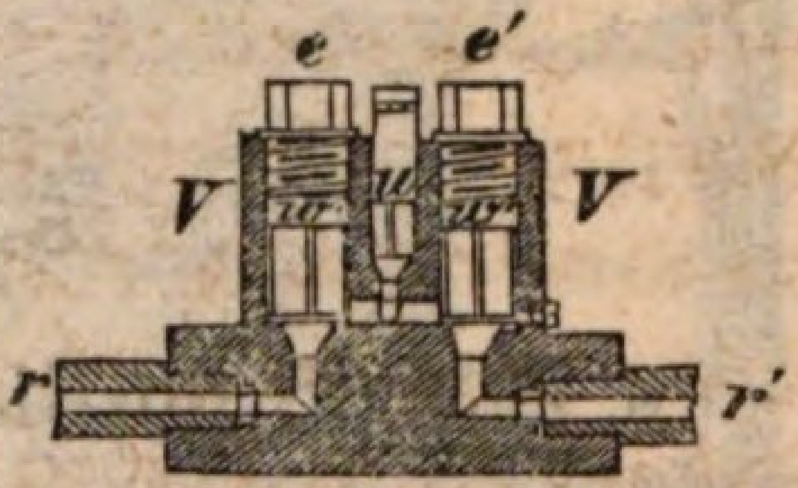


Fig. 192, 4.



Der Pumpencylinder communicirt mittelst eines durch eine Verschraubung an demselben von der Seite befestigten Rohres **r** mit dem metallenen Ventilgehäuse **V** (**Fig. 192, 1 und 4**), in welchem sich das conische mit oberhalb desselben angegossenen Führungsrippen versehene Druckventil **w** befindet. **w'** ist ein Ventil derselben Art, welches als Druckventil für die zweite in dem Wasserkasten **W W** befindliche Pumpe dient. Das Spiel dieser Ventile wird durch die Schrauben **e** und **e'** regulirt, welche die Oeffnungen verschließen, durch die diese Ventile in das Ventilgehäuse eingeschoben werden. Die Ventilbüchsen dieser Ventile stehen durch einen Querkanal mit einander in Verbindung, von welchem aus ein Kanal zu dem an dem Ventilgehäuse vermittelst einer Verschraubung befestigten und zur Fortleitung des Wassers zum Preßcylinder der hydraulischen Presse dienenden Kupferrohre **t t** führt.

Außer den beiden Druckventilen **w** und **w'** ist an dem Ventilgehäuse **V** zwischen den beiden Ventilbüchsen noch ein drittes, nach außen sich öffnendes Kegelventil **u** mit oberhalb desselben angegossenen Führungsrippen angebracht, welches vermittelst des um den Bolzen **o** drehbaren, in **a** mit dem verschiebbaren Gewichte **q** belasteten und mit dem Punkte **n** auf dem Ventilbolzen aufliegenden Hebels **a c** verschlossen gehalten wird. Der Zweck dieses Ventiles besteht darin, daß es sich öffne und Wasser entweichen lasse, wenn der Druck, unter welchem das Wasser durch das Rohr **r** gepreßt wird, das Maximum dessen erreicht, für welchen die Pumpe construirt wurde. Dieses Ventil wirkt demnach als Sicherheitsventil, da vermittelst desselben

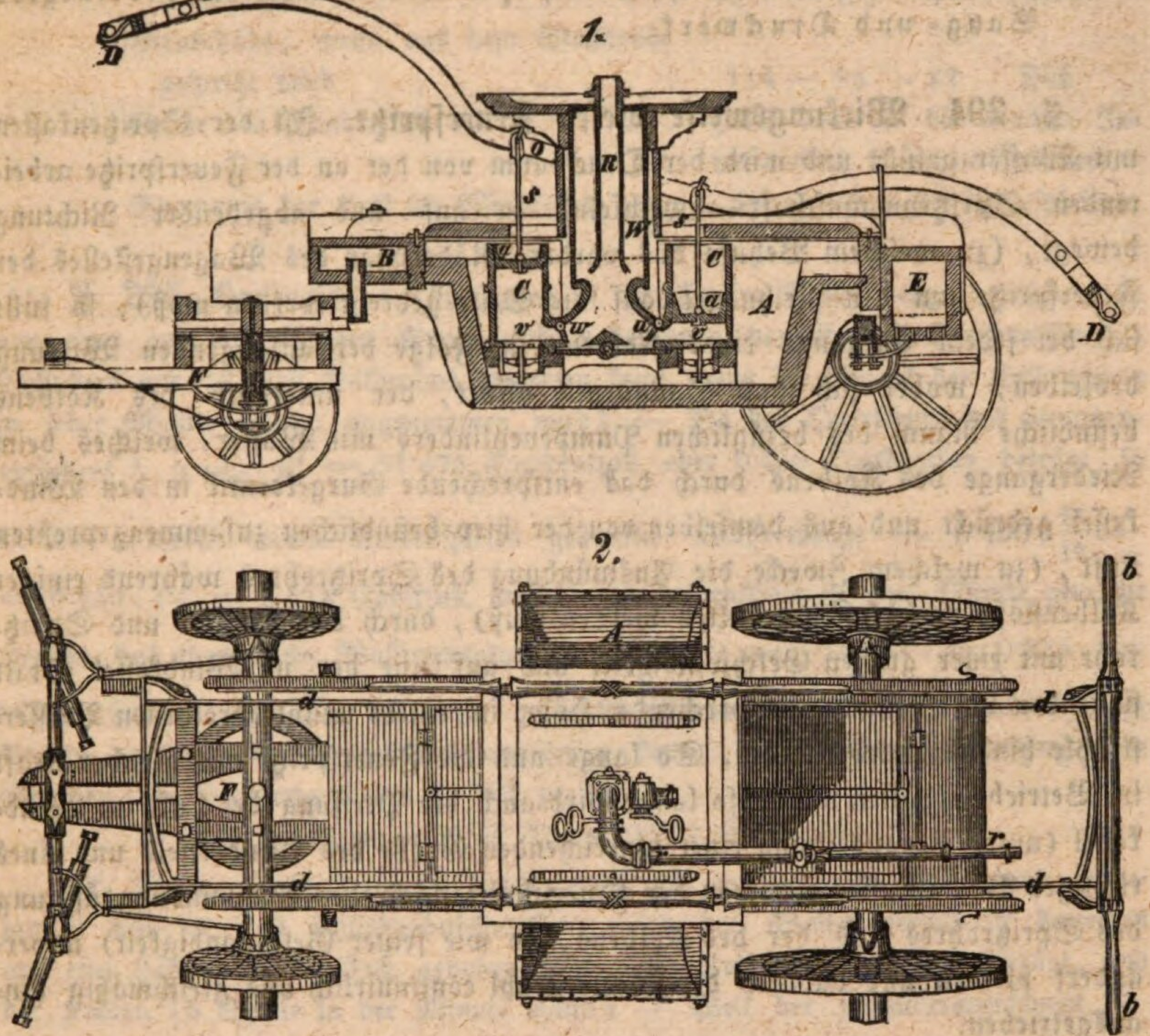
das Bersten des Pumpencylinders, oder der Röhren, oder der Bruch eines anderen Bestandtheiles der Pumpe verhindert wird, welches sonst Statt finden könnte, wenn das zulässige Maximum des Druckes überschritten würde. Endlich ist an dem Ventilgehäuse V, gegenüber der Einmündung des Rohres tt in dasselbe, ein durchbohrter Ansatz x angegossen, dessen Oeffnung während der Arbeit mit dieser Pumpe vermittelst eines in derselben eingeschraubten conischen Zapfens z verschlossen ist. Wird nun beim Stillstande der Pumpe dieser Zapfen losgeschraubt, so fließt das in dem Preßcylinder der hydraulischen Presse enthaltene Wasser durch das Rohr t in den Wasserkasten W W zurück.

Die zweite in dem Wasserkasten W W befindliche Pumpe, welche das Wasser aus dem Pumpencylinder durch das Rohr r′ dem Ventilgehäuse V zuführt, unterscheidet sich von der eben beschriebenen nur dadurch, daß der Durchmesser ihres Brahmah'schen Kolbens kleiner ist. Der Zweck dieser Einrichtung wird bei der hydraulischen Presse angegeben werden. — Was die Wirkungsweise dieser Pumpen anbelangt, so ist es leicht sich dieselbe mit Hülfe der in den §§. 285 und 290 gegebenen Erklärungen durch die Betrachtung der obigen Figur klar zu machen.

5. Die Feuerspritze.

§. 293. **Beschreibung einer Feuerspritze.** Eine aus einem oder zwei Cylindern bestehende und mit einem Windkessel versehene Druckpumpe, deren Zweck es ist, aus einem kurzen verjüngten Rohre einen gleichmäßigen und compacten Wasserstrahl auf eine bedeutende Höhe zu treiben, um vermittelst desselben bei Feuersbrünsten das Feuer zu löschen, nennt man eine **Feuerspritze**. Man hat **Trag-** und **Wagenspritzen**. Fig. 193, 1 und 2 zeigt eine **Wagenspritze** in einem Verticaldurchschnitte (Fig. 193, 1) und einer oberen Ansicht (Fig. 193, 2). A ist ein auf dem aus der Figur ersichtlichen Wagengestelle ruhender und zur Aufnahme des Speisewassers der Spritze bestimmter Kasten, Spritzenkasten genannt, in welchem zwei einfach wirkende Pumpencylinder C aus Metall auf einem hölzernen Roste befestiget sind, von denen jeder am Boden mit einem Kegelventile v, dem Boden- oder Saugventile versehen ist, vermittelst dessen, wenn es sich öffnet, die Verbindung zwischen dem unterhalb des Kolbens a befindlichen Raume des zugehörigen Pumpencylinders mit dem Spritzenkasten hergestellt wird. W ist der gewöhnlich aus Kupfer angefertigte Windkessel von cylindrischer Form, welcher oben geschlossen, unten aber mit den beiden Cylindern durch zwei einander gegenüber liegende Kanäle, von denen jeder mittelst eines schrägliegenden Klappenventiles w, des Kropf- oder Gurgelventiles, verschließbar ist, in Communication treten kann. In diesen Windkessel mündet das Standrohr R, an welchem das wegen Hervorbringung eines compacten Wasserstrahles gegen seine Ausmündung conisch zulaufende Spritzrohr r nach allen Richtungen beweglich angebracht ist.

Fig. 193.



s, s sind zwei schmiedeiserne Stangen, von denen jede einerseits an einem der beiden Kolben und andererseits an dem doppelarmigen Hebel **D D**, dem sogenannten Druckbaume gelenkartig eingehängt ist. Dieser ist um eine durch den Halbirungspunkt seiner Länge gehende horizontale Achse drehbar, und besteht aus zwei schmiedeisernen Stangen d d, welche an ihren Enden durch Querstangen mit einander fest verbunden sind, und daselbst die runden hölzernen Stangen **b b**, die Querbäume genannt, tragen, an welchen die Spritzenmannschaft arbeitet, indem sie den Druckbaum abwechselnd in auf- und abgehender Richtung bewegt. **B** und **E** sind Behälter für Werkzeuge und Feuerlöschrequisiten und dienen zugleich als Sitz.

Anmerkung. Die Speisung dieser eben beschriebenen Feuerspritze geschieht durch Eingießen des Wassers in den Spritzenkasten, zu welchem Behufe dasselbe mittelst der sogenannten Feuer- oder Wassereimer der Feuerspritze zugetragen werden muß. Bei den neueren Spritzen wird die Speisung durch Anwendung eines Saugschlauches von Leder oder Hanf bewerkstelliget, welcher einerseits mit den Saugventilen und andererseits mit einem in der Nähe befindlichen Wasserbehälter, oder einem Brunnen, einem Fluße u. s. w. in Verbindung steht, und vermittelst dessen das Speisewasser der Feuerspritze

durch die unmittelbare Einwirkung der Spritzenpumpen während des Ansaugens zugeführt wird. Solche Feuerspritzen bilden demnach ein vereinigtes Saug- und Druckwerk.

§. 294. Wirkungsweise dieser Feuerspritze. Ist der Spritzenkasten mit Wasser gefüllt und wird der Druckbaum von der an der Feuerspritze arbeitenden Spritzenmannschaft abwechselnd in auf- und abgehender Richtung bewegt, (zu welchem Behufe das vordere Räderpaar des Wagengestelles der Feuerspritze um den Reihnagel auf die Seite gedreht werden muß), so füllt sich bei jedem Aufgange eines Kolbens in Folge der ansaugenden Wirkung desselben, wobei sich das Saugventil öffnet, der unterhalb des Kolbens befindliche Raum des bezüglichen Pumpencylinders mit Wasser, welches beim Niedergange des Kolbens durch das entsprechende Gurgelventil in den Windkessel gedrückt und aus demselben von der hier befindlichen zusammengepreßten Luft, (zu welchem Zwecke die Ausmündung des Spritzrohres während einiger Kolbenstöße verschlossen gehalten werden muß), durch das Stand- und Spritzrohr mit einer großen Geschwindigkeit und auf eine der im Windkessel Statt findenden Luftpressung entsprechende Höhe in einem ununterbrochenen Wasserstrahle hinausgetrieben wird. So lange nun die Feuerspritze mit gleicher Kraft im Betriebe erhalten wird, so lange wird auch die Pressung der Luft im Windkessel (unter Voraussetzung einer hinreichenden Größe des Windkessels und eines richtigen Verhältnisses zwischen der Querschnittsfläche der Ausmündungsöffnung des Spritzrohres und der des Kolbens, so wie seiner Geschwindigkeit) unverändert bleiben und dadurch der Wasserstrahl continuirlich und gleichmäßig hinausgetrieben.

Anmerkung 1. Bei den Feuerspritzen ist außer den in dem §. 288 angeführten Widerständen auch noch der Widerstand der Luft zu berücksichtigen, welcher dem steigenden Wasserstrahle entgegenwirkt, und eine ziemlich bedeutende Verminderung der theoretischen Strahlhöhe hervorbringt. Die wirkliche Leistung einer Feuerspritze kann man im Mittel höchstens zu 0·80 der theoretischen, die Kraft eines an der Spritze arbeitenden Menschen für kurze Zeit zu 30 Pfund und das Hebelverhältniß am Druckbaume = 5 annehmen.

Anmerkung 2. Im Nachfolgenden sind die wichtigsten Daten und Abmessungen für drei Wagenspritzen von verschiedener Größe (jede mit zwei einfach wirkenden Cylindern) angegeben:

Durchmesser der Cylinder	7·97 — 6·83 — 5·69	Zoll
Kolbenhub	11·39 — 10·25 — 8·35	„
Kolben-Geschwindigkeit	1·52 — 1·30 — 1·26	Fuß
Wassermenge, welche in jeder Minute aus dem Mundstücke des Standrohres hinausgetrieben wird	20·89 — 13·30 — 8·74	Cubikfuß
Spritzenmannschaft	36 — 18 — 10	Arbeiter
Durchmesser des Standrohres.	1·71 — 1·71 — 1·71	Zoll

Durchmesser der Mundstücke für das Standrohr	10 — 8·6 — 7	Linien
Strahlhöhe, wenn aus dem Standrohr gespritzt wird	114 — 95 — 82	Fuß
Größe des Windkessels	gleich dem 4- bis 5fachen Inhalte eines Pumpen-Cylinders.	
Spannung der Luft im Windkessel . .	5·4 — 4·0 — 3·4	Atmosphären.

§. 295. Beispiele. 1. Wie groß ist die effective Wassermenge, welche man von einer gut ausgeführten Saug- und Hebepumpe von 9 Zoll Durchmesser des Cylinders und 18 Zoll Kolbenhub erwarten kann, wenn die Anzahl der Kolbenspiele in jeder Minute zu 20 angenommen wird? — Da der Querschnitt des Pumpencylinders $\frac{1}{4} . 3{\cdot}142 . 9^2 = 64{\cdot}875$ Quadratzoll oder 0·450 Quadratfuß beträgt, so ist die während eines Kolbenspieles gehobene Wassermenge $= 0{\cdot}450 . \frac{18}{12} =$ $= 0{\cdot}450 . 1{\cdot}5 = 0{\cdot}675$ Cubikfuß, und da 20 Kolbenspiele in einer Minute gemacht werden, das theoretische Wasserquantum per Secunde $= \frac{20 . 0{\cdot}675}{60} = 0{\cdot}225$ Cubikfuß, folglich, da man bei einer guten Ausführung die wirkliche Lieferung der Pumpe zu 0·90 der theoretischen annehmen kann, die effective Wassermenge per Secunde, der Gleichung 2 des §. 287 zu Folge,

$$Q = 0{\cdot}90 . 0{\cdot}225 = 0{\cdot}202 \text{ Cubikfuß.}$$

2. Welche Nutzleistung entspricht einer gut ausgeführten Saug- und Hebepumpe von 10 Zoll Cylinderdurchmesser, wenn das Wasser vermittelst derselben auf eine Höhe von 24 Fuß gehoben wird, der Kolbenhub 1·6 Fuß beträgt, und der Kolben 16 Spiele in der Minute macht? — Weil der Cylinderquerschnitt $\frac{1}{4} . 3{\cdot}142 . \left(\frac{10}{12}\right)^2 = 0{\cdot}545$ Quadratfuß und der Kolbenhub 1·6 Fuß beträgt, so ist die Wassermenge, welche während eines Kolbenspieles gehoben wird, $=$ $0{\cdot}545 . 1{\cdot}6 = 0{\cdot}872$ Cubikfuß und die auf eine Secunde entfallende Wassermenge $=$ $= \frac{16 . 0{\cdot}872}{60} = 0{\cdot}232$ Cubikfuß. Weil aber, wenn die Pumpe gut ausgeführt ist, die wirkliche Lieferung derselben zu 90 Procent der theoretischen Wassermenge angenommen werden kann, so wird die effective Lieferung der Pumpe $= 0{\cdot}90 . 0{\cdot}232 =$ $= 0{\cdot}209$ Cubikfuß per Secunde betragen, und die Nutzleistung derselben, der Gleichung 3 des §. 287 gemäß, $E_n = 56{\cdot}5 . 0{\cdot}209 . 24 = 283{\cdot}392$ Fußpfund sein.

Die theoretische Leistung dieser Pumpe wäre der Gleichung 1 des bezogenen Paragraphes zu Folge

$$E = 56{\cdot}5 . 0{\cdot}232 . 24 = 314{\cdot}592 \text{ Fußpfund,}$$

demnach die Nutzleistung derselben wegen

$$\frac{E_n}{E} = \frac{283{\cdot}392}{314{\cdot}592} = 0{\cdot}90$$

90 Procent der theoretischen betragen.

3. Es soll die Nutzleistung eines doppelt wirkenden Saug- und Druckwerkes, vermittelst dessen in jeder Secunde eine gewisse Wassermenge durch eine 800 Fuß lange und 6 Zoll im lichten Durchmesser haltende Röhrenleitung auf eine Höhe von

40 Fuß gehoben wird, so wie auch der zum Betriebe dieser Maschine erforderliche Effect bestimmt werden, wenn der Durchmesser des Kolbens 1 Fuß, der Hub desselben 1·8 Fuß beträgt und der Kolben 15 Spiele in der Minute macht. — Da die Kolbenfläche $\frac{1}{4} \cdot 3{\cdot}142 \cdot 1^2 = 0{\cdot}785$ Quadratfuß, die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens aber $\frac{15 \cdot 2 \cdot 1{\cdot}8}{60} = 0{\cdot}9$ Fuß beträgt, so ist die Wassermenge, welche in jeder Secunde durch dieses Pumpwerk gefördert werden würde, wenn keine Wasserverluste Statt fänden, $= 0{\cdot}785 \cdot 0{\cdot}9 = 0{\cdot}706$ Cubikfuß. Der Wasserverluste wegen ist aber bei guter Ausführung der Pumpe die effective Wassermenge per Secunde (§. 291) $= 0{\cdot}90 \cdot 0{\cdot}706 = 0{\cdot}635$ Cubikfuß, demnach die Nutzleistung der Pumpe

$$E_n = 56{\cdot}5 \cdot 0{\cdot}635 \cdot 40 = 1435{\cdot}1 \text{ Fpf},$$

oder, weil die theoretische Leistung derselben durch

$$E = 56{\cdot}5 \cdot 0{\cdot}706 \cdot 40 = 1595{\cdot}56 \text{ Fpf}$$

gemessen wird, wegen $\frac{E_n}{E} = \frac{1435{\cdot}1}{1595{\cdot}56} = 0{\cdot}899$, 90 Procent der theoretischen.

Wäre das Pumpwerk vollkommen ausgeführt, so müßte der Nutzeffect der zum Betriebe desselben angewendeten Betriebsmaschine (z. B. einer Dampfmaschine, eines Wasserrades oder einer Turbine) der Nutzleistung der Pumpe gleich sein, also 1435·1 Fpf betragen. Der durch die Bewegungshindernisse hervorgebrachten Effectverluste wegen muß aber der Nutzeffect der Betriebsmaschine bei guter Ausführung des Pumpwerkes ohne Berücksichtigung des Widerstandes, welcher durch die Reibung des Wassers an den Wänden der 800 Fuß langen Röhrenleitung verursacht wird, um ungefähr 20^0_0 größer sein, als die Nutzleistung desselben, so daß der erforderliche Betriebseffect der Gleichung 4 des §. 291 zu Folge, (wenn man $k = 1{\cdot}20$ setzt),

$$\mathfrak{E}_n = 56{\cdot}5 \cdot 1{\cdot}20 \cdot 0{\cdot}706\,(40 + z),$$

beträgt. Ist nun die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in der Röhrenleitung fließt $= 3{\cdot}3$ Fuß, so erhält man der Gleichung 5 des bezogenen Paragraphes zu Folge als Widerstandshöhe

$$z = 4 \cdot \frac{800}{0{\cdot}5} \left[0{\cdot}00001733 \cdot 3{\cdot}3 + 0{\cdot}0001101 \cdot \overline{3{\cdot}3}^2\right] = 8{\cdot}038 \text{ Fuß},$$

so daß sich der Betriebseffect zu

$$\mathfrak{E}_n = 56{\cdot}5 \cdot 1{\cdot}20 \cdot 0{\cdot}706\,(40 + 8{\cdot}038) = 2299{\cdot}4 \text{ Fpf},$$

oder, wenn N_n den Betriebseffect in Pferdekräften bezeichnet, zu

$$N_n = \frac{2299{\cdot}4}{430} = 5{\cdot}3 \text{ Pferdekraft}$$

ergibt. Weil nun der Quotient $\frac{\mathfrak{E}_n}{E_n} = \frac{2299{\cdot}4}{1435{\cdot}1} = 1{\cdot}60$ ist, so folgt, daß der Nutzeffect der Betriebsmaschine mit Rücksicht auf den Reibungswiderstand an den Wänden der Röhrenleitung um 60^0_0 größer sein muß, als die Nutzleistung des Pumpwerkes.

C. Von den Gebläsen.

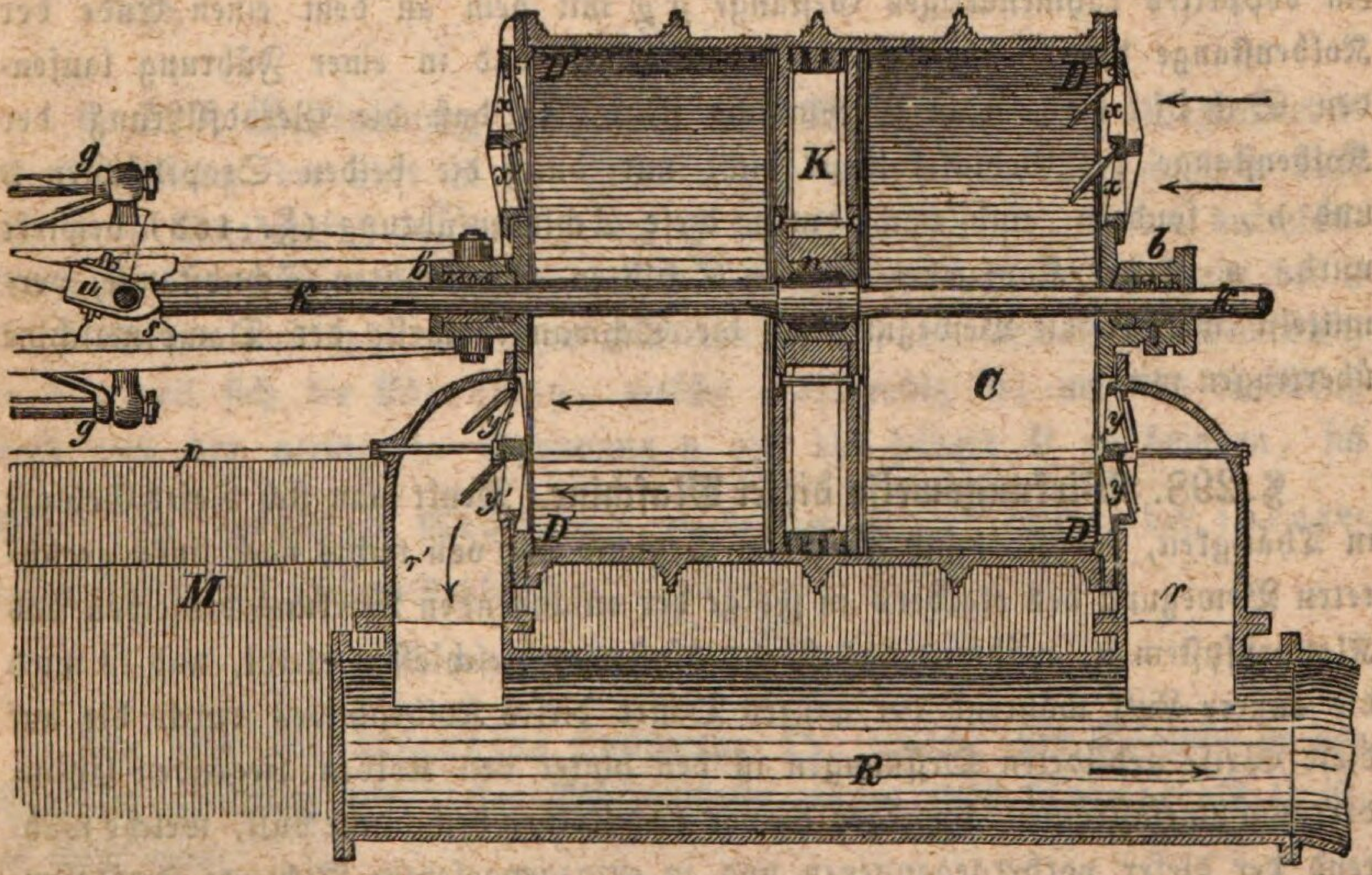
§. 296. **Erklärung.** Maschinen, deren Zweck es ist, die atmosphärische Luft in einem continuirlichen Strome unter einem bestimmten Drucke und mit einer gewissen Geschwindigkeit dem Feuer einer Schmiedesse, eines Cupolofens, Hochofens u. s. w. zuzuführen, nennt man **Gebläse**. Unter den verschiedenen im Gebrauche befindlichen Gebläsen, (als: dem Kastengebläse, dem Wassertrommelgebläse, dem Cylindergebläse, dem Centrifugalgebläse u. s. w.), welche sich rücksichtlich ihrer Form und Anordnung von einander unterscheiden, sind das **Cylinder-** und das **Centrifugalgebläse**, auch **Ventilator** genannt, bezüglich ihrer Wirksamkeit die vorzüglichsten und aus diesem Grunde auch am häufigsten angewendet.

Anmerkung. Im gewerblichen Leben werden zur Anfachung des Feuers der Schmiedessen bekanntlich die sogenannten Blasbälge angewendet, unter denen die Doppelblasbälge rücksichtlich ihrer Wirksamkeit den einfachen vorzuziehen sind, da letztere die Luft nur beim Zusammendrücken derselben dem Feuer zuführen, daher keinen anhaltenden Windstrom geben, während vermittelst der ersteren ein ziemlich gleichförmiger Luftstrom hervorgebracht wird.

1. Das Cylindergebläse.

§. 297. **Beschreibung eines solchen Gebläses.** Fig. 194 stellt ein **doppeltwirkendes Cylindergebläse** mit liegendem Gebläsecylinder in einem durch die Achse desselben geführten Verticaldurchschnitte vor. C ist der guß-

Fig. 194.



eiserne Gebläsecylinder, welcher auf einer aus dem nämlichen Materiale durchbrochen hergestellten, auf dem Mauerwerke **M** befestigten Platte p in liegender Lage angeschraubt, und durch die beiden ebenfalls gußeisernen, in ihrer Mitte mit Stopfbüchsen b und b′ versehenen Cylinderdeckel beiderseits geschlossen ist. Diese sind oberhalb und unterhalb ihrer Stopfbüchsen mit je zwei rechteckigen Oeffnungen versehen, von denen jede durch zwei aus Kupfer bestehenden Klappen verschließbar ist. Die oberhalb der Stopfbüchsen befindlichen und aus je vier Klappen bestehenden Klappensysteme x und x′ sind so angebracht, daß sie sich von Außen nach Innen, die unterhalb der Stopfbüchsen liegenden und ebenfalls aus je vier Klappen bestehenden y und y′ aber von Innen nach Außen und zwar in die Ausmündungen der an den Cylinderdeckeln angeschraubten Röhren r und r′ öffnen, vermittelst denen der innere Cylinderraum mit der Röhrenleitung **R**, der sogenannten Windleitung, abwechselnd in Communication tritt.

In dem Gebläsecylinder befindet sich ein luftdicht eingepaßter Kolben **K**, welcher zur Erzielung eines geringen Gewichtes zum größten Theile aus Holz besteht, und zwar zur Verhütung des Schwindens aus vielen Stücken dieses Materiales zusammengesetzt ist. Die Nabe n desselben ist aus Gußeisen, die Liederung aber wird durch mehrere hölzerne Ringe von zweierlei Durchmessern gebildet, welche abwechselnd so an einander liegen, daß sie an der Umfangsfläche des Kolbens mehrere kreisförmige Rinnen bilden Daß dadurch der luftdichte Schluß des Kolbens befördert wird, ist leicht zu begreifen. k k ist die Kolbenstange, welche durch die beiden Stopfbüchsen b und b′ geht, deren Liederung aus Hanf und eingelegten kupfernen Ringen besteht.

Der Kolben erhält seine hin- und hergehende Bewegung von einer Dampfmaschine mit liegendem Cylinder, deren Kolbenstange durch ein doppeltes rahmenartiges Gestänge g g mit dem an dem einen Ende der Kolbenstange des Gebläsekolbens angebrachten und in einer Führung laufenden Schlitten s in Verbindung steht, so daß die Geradführung der Kolbenstange des Gebläsekolbens nicht nur durch die beiden Stopfbüchsen b und b′, sondern auch noch durch diese Schlittenführung (§. 163) bewirkt wird. a ist der Kopf einer an dem Schlitten eingehängten Schubstange, vermittelst welcher die Bewegung auf die Schwungradwelle der Dampfmaschine übertragen wird.

§. 298. Wirkungsweise dieser Maschine. Denkt man sich dieses Gebläse in Thätigkeit, so öffnet sich gleich im Beginne der von rechts nach links gerichteten Bewegung des Kolbens in Folge der ansaugenden Wirkung desselben das Klappensystem x, während das Klappensystem y geschlossen bleibt, und es wird die äußere Luft während der ganzen Dauer dieses Kolbenhubes durch die auf diese Weise gebildeten Oeffnungen in den hinter den Kolben liegenden Cylinderraum hineinströmen, hingegen die vor dem Kolben befindliche Luft, welche während der dieser vorhergegangenen und in entgegengesetzter Richtung stattgefun-

denen Bewegung des Kolbens bei geöffneten Klappen des Systemes x′ angesaugt wurde, durch die frei gewordenen Oeffnungen des Klappensystemes y′ in die Röhre r′ gepreßt, und mittelst dieser der Windleitung **R** zugeführt. Bei der rückgängigen Bewegung des Kolbens schließen sich die beiden Klappensysteme x und y′ und zwar das erstere in Folge der Pressung der im Cylinder vor dem Kolben befindlichen Luft, das letztere aber durch den Druck der äußeren Luft, während sich die Klappensysteme x′ und y öffnen, und es wird die äußere Luft durch die Oeffnungen des Klappensystemes x′ eingesaugt, hingegen die in dem vor dem Kolben liegenden Cylinderraume befindliche (und früher angesaugte) durch die Oeffnungen des Klappensystemes y in die Röhre r hineingedrückt, und durch diese in die Windleitung geführt. Die auf diese Weise abwechselnd durch die Röhren r und r′ der Windleitung zugeführte Luft wird vermittelst derselben entweder unmittelbar zum Hochofen geleitet, wo sie durch ein am Ende der Windleitung angebrachtes conisch zulaufendes Mundstück, die sogenannte Düse, ausströmt, welche in eine gewöhnlich aus Gußeisen bestehende und am untersten Theile des Hochofens (dem Herde) befindliche Hülse, die Form genannt, mündet, oder aber zur Erzielung eines möglichst gleichförmigen Windstromes zunächst in einen Behälter von angemessener Größe, den sogenannten Regulator geführt, in welchem sie auf den erforderlichen Grad der Pressung gebracht wird, und von da erst dem Hochofen zugeleitet.

Anmerkung. Es gibt auch Cylindergebläse mit vertical stehenden Cylindern, bei welchen die auf- und abgehende Bewegung des Gebläsekolbens von der Betriebsmaschine (einer Dampfmaschine, einem Wasserrade oder einer Turbine) gewöhnlich vermittelst eines aus Kurbel, Schubstange und Balancier bestehenden Bewegungsmechanismus (§. 168) hervorgebracht wird.

§. 299. Bestimmung des Nutz- und Betriebseffectes. Bezeichnet **P** die Spannung der Luft in der Windleitung und p jene der äußeren Luft auf einen Quadratfuß bezogen, ferner **Q** die theoretische, d. i. dem durchlaufenen Kolbenraume entsprechende Luftmenge in Cubikfuß per Secunde bei 0 Grad Temperatur und unter dem mittleren Drucke der atmosphärischen Luft, so ist, weil sich die Wirkung, welche nothwendig ist, um ein Cubikfuß Luft von der geringeren Spannung p auf die höhere **P** zu bringen, im Wege der höheren Rechnung $= p \log . n . \frac{P}{p}$ ergibt, der theoretische Effect dieses Gebläses

$$E = Q p \log . n . \frac{P}{p} \ldots (1.$$

Da aber die effective Luftmenge $\mathfrak{Q}$, welche per Secunde in den Hochofen getrieben wird, der Windverluste wegen stets kleiner als **Q** ist, so kann man,

$$\mathfrak{Q} = k' Q \ldots (2$$

setzen, wobei k' ein Erfahrungscoefficient ist, welcher das Verhältniß zwischen der durch die Düsen in jeder Secunde ausgeblasenen Windmenge zu der dem durchlaufenen Kolbenraume in der nämlichen Zeit entsprechenden angibt, und je nach der Vollkommenheit der Ausführung der Klappenapparate = 0·60 bis 0·70 genommen werden muß.

Diesem nach wird die Nutzleistung dieser Maschine durch

$$E_n = \mathfrak{Q}\, p \log . n . \frac{P}{p},$$

oder, wenn man den mittleren Druck der Atmosphäre auf einen Quadratfuß bei 0 Grad Temperatur mit 1845 Pfund annimmt, durch

$$E_n = 1845\, \mathfrak{Q} \log . n . \frac{P}{1845} \ldots (3$$

gemessen.

Ist ferner $\mathfrak{E}_n$ der Effect in Fußpfund, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muß, um vermittelst des Gebläses die angegebene Nutzleistung hervorzubringen, so muß, weil wegen den bei Gebläsen Statt findenden Nebenwiderständen der Bewegung der Betriebseffect größer sein muß, als der Nutzeffect derselben

$$\mathfrak{E}_n = 1845\, k\, \mathfrak{Q} \log . n . \frac{P}{1845} \ldots (4$$

gesetzt werden, wobei k der Erfahrung zu Folge = 1·67 bis 2 zu setzen ist. Bezeichnet N_n diesen Betriebseffect in Pferdekräften, so hat man

$$N_n = 4{\cdot}29\, k\, \mathfrak{Q} \log . n . \frac{P}{1845} \ldots (5.$$

Anmerkung. Bezeichnet F den Querschnitt des Gebläsecylinders, v die Geschwindigkeit des Kolbens, t die Temperatur der eingesaugten Luft und $\mathfrak{Q}$ wie oben die auf 0 Grad Temperatur reduzirte Luftmenge in Cubikfuß, welche der Gebläsecylinder in jeder Secunde in den Hochofen ausblasen soll, so ist für doppelt wirkende eiserne Cylindergebläse

$$F = \tfrac{4}{3} . \frac{\mathfrak{Q}}{v} \left(1 + 0{\cdot}004\, t\right) \ldots (6,$$

die Geschwindigkeit des Kolbens v = 2·8 bis 3·8 Fuß, und der Kolbenschub gleich dem Durchmesser des Cylinders zu nehmen.

Der Querschnitt der Saugklappenöffnungen soll $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{9}$ und derjenige der Druckklappenöffnungen $\frac{1}{22}$ von dem Querschnitte des Cylinders betragen.

Den Querschnitt der Windleitung mache man für kalte Luft gleich $\frac{1}{20}$ von der Summe der Querschnitte sämmtlicher doppelt wirkender Cylinder, vergrößere ihn aber für erhitzte Luft von der Temperatur T im Verhältniße von 1 zu (1 + 0·004 T).

Der Windregulator soll, wenn er ein unveränderliches Volumen hat, 40 bis 60 Mal so groß sein, als die Luftmenge, welche derselbe in jeder Secunde aufzunehmen oder abzugeben hat.

Die Pressung der Luft in der Windleitung hängt von dem Brennmateriale ab und muß, in Quecksilberhöhen ausgedrückt,

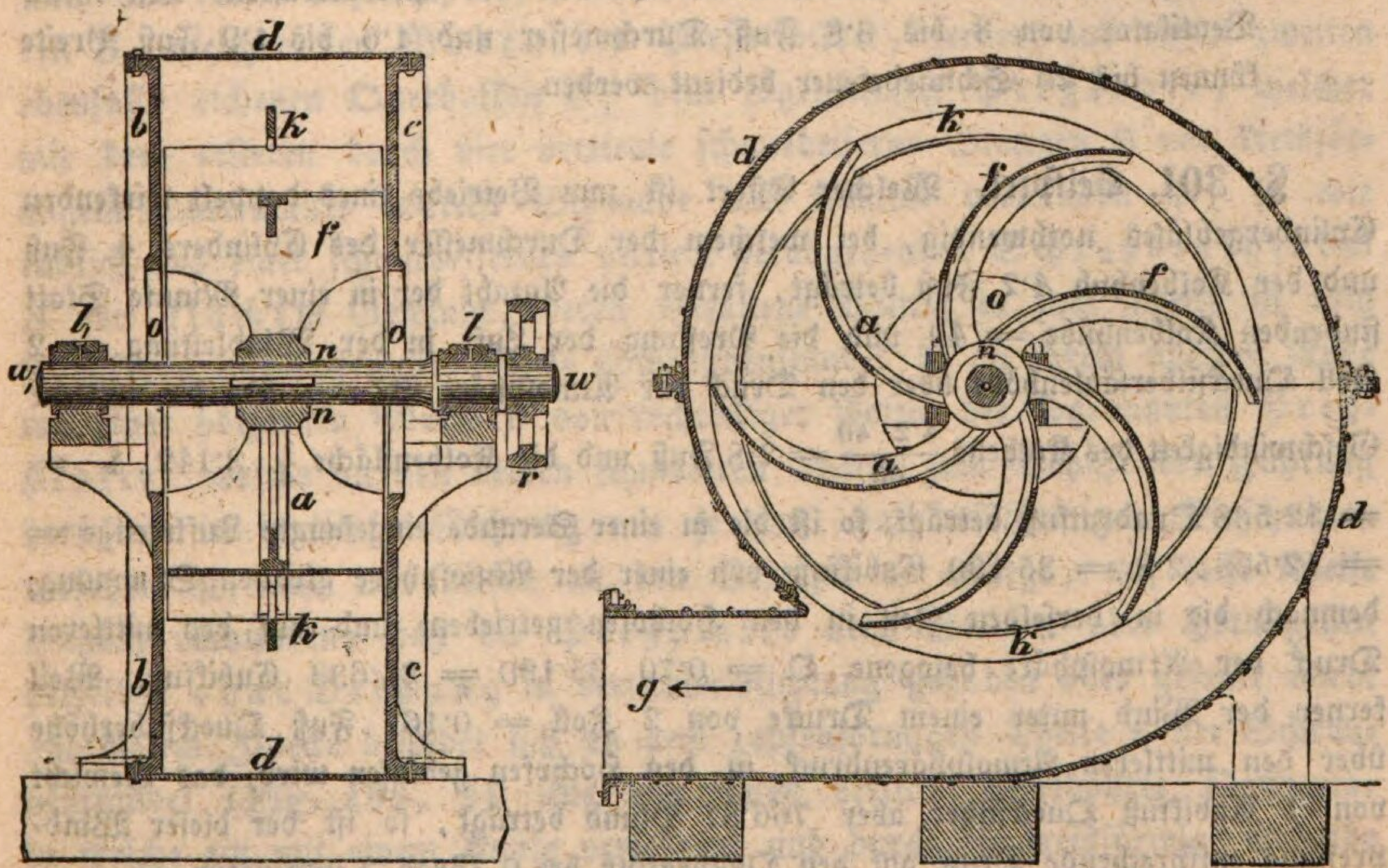
für weiche Holzkohlen	0·76 bis 1·25 Zoll
für harte Holzkohlen	1·50 — 2·30 „
für Koks endlich	3 — 7 „

betragen.

2. Das Centrifugalgebläse (Ventilator).

§. 300. Beschreibung dieser Maschine. Der Wesenheit nach besteht das **Centrifugalgebläse** oder **Ventilator** aus einem mit radial stehenden oder etwas gekrümmten Flügeln versehenen, auf einer horizontalen Achse befestigten Flügelrade und einem dasselbe concentrisch oder etwas excentrisch umschließenden Gehäuse, welches mit Oeffnungen zum Einströmen der Luft und einer Ausströmungsöffnung versehen ist. Der durch **Fig.** 195, 1 und 2 in zwei Durchschnitten dargestellte **Ventilator** hat ein Flügelrad, welches aus sechs gekrümmten Flügeln f aus Eisenblech besteht, die an den ebenfalls gekrümmten Armen a befestiget sind. Diese sind mit der Nabe n n, vermittelst welcher das Flügelrad auf der Achse $w\,w_1$ festgekeilt ist, und dem zur Achse concentrischen Kranze k k in einem Stücke aus Gußeisen hergestellt. Das Flügelrad ist von einem Gehäuse, welches aus zwei flachen

2. **Fig. 195**, 1.



Seitenwänden b b und c c von Gußeisen, die auf einem hölzernen Untergestelle befestiget sind, und einer an dem Umfange derselben angenieteten, aus Eisen-

blech hergestellten Wandung d d besteht, etwas excentrisch umschlossen. Jede der beiden Seitenwände ist mit einer kreisrunden zum Eintritte der Luft in das Innere des Gehäuses bestimmten Oeffnung o versehen, durch welche die in den Lagern l und l_1 liegende, und bei w mit einer Riemenscheibe r versehene Achse w w_1 des Flügelrades geht, vermittelst derer die Bewegung auf die Achse w w_1 übertragen wird. g ist die Ausströmungsöffnung der vom Ventilator eingesaugten Luft.

Wird nun die Achse w w_1 in rotirende Bewegung gebracht, so wird die in dem Gehäuse dieser Maschine befindliche Luft durch die Flügeln ebenfalls in Umdrehung versetzt und zu Folge der dadurch rege werdenden Centrifugalkraft in einem beständigen und gleichförmigen Strome durch die Ausströmmungsöffnung g hinausgetrieben, während zu gleicher Zeit neue Luft durch die beiden Oeffnungen o der Seitenwände in das Innere der Maschine einströmt. — Dieses Gebläse wird vorzugsweise zum Betriebe von Schmiedefeuern und Cupolöfen angewendet. Der Betriebseffect desselben muß das 4- bis 5fache der Nutzleistung betragen, welche ebenfalls durch den Ausdruck 3 des §. 299 gemessen wird.

Anmerkung. Ein solcher zum Betriebe von 11 Schmiedefeuern verwendeter Ventilator mit krummen Schaufeln gibt bei 800 bis 900 Umdrehungen des Flügelrades in einer Minute eine Windpressung von 3·8 bis 4·9 Zoll Wasserhöhe, und bei 1300 Umdrehungen in der nämlichen Zeit eine Windpressung von 8 Zoll, wobei bemerkt werden muß, daß das letzte Schmiedefeuer um 126 Fuß von dem Ventilator entfernt ist. Bei 1130 Umdrehungen in jeder Minute erfordert er eine Betriebskraft von 1·2 Pferdekräften. Mit einem Ventilator von 3 bis 3·8 Fuß Durchmesser und 1·6 bis 1·9 Fuß Breite können bis 20 Schmiedefeuer bedient werden.

§. 301. Beispiel. Welcher Effect ist zum Betriebe eines doppelt wirkenden Cylindergebläses nothwendig, bei welchem der Durchmesser des Cylinders 4 Fuß und der Kolbenhub 4·2 Fuß beträgt, ferner die Anzahl der in einer Minute Statt findenden Kolbenhübe = 40 und die Pressung der Luft in der Windleitung = 2 Zoll Quecksilbersäulenhöhe über den Druck der Atmosphäre ist? — Da die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens $\frac{4{\cdot}2\,.\,40}{60} = 2{\cdot}8$ Fuß und die Kolbenfläche $\frac{1}{4}\,.\,3{\cdot}142\,.\,4^2 =$ $= 12{\cdot}568$ Quadratfuß beträgt, so ist die in einer Secunde eingesaugte Luftmenge = $= 12{\cdot}568\,.\,2{\cdot}8 = 35{\cdot}190$ Cubikfuß von einer der Atmosphäre gleichen Spannung, demnach die in derselben Zeit in den Hochofen getriebene und auf den mittleren Druck der Atmosphäre bezogene $Q = 0{\cdot}70\,.\,35{\cdot}190 = 24{\cdot}633$ Cubikfuß. Weil ferner der Wind unter einem Drucke von 2 Zoll = 0·167 Fuß Quecksilberhöhe über den mittleren Atmosphärendruck in den Hochofen geblasen wird, das Gewicht von 1 Cubikfuß Quecksilber aber 766·87 Pfund beträgt, so ist der dieser Windpressung entsprechende Druck auf den Quadratfuß bei 0 Grad Temperatur =

$$= 0{\cdot}167\,.\,766{\cdot}87 + 1845 = 128{\cdot}07 + 1845 = 1973{\cdot}07 \text{ Pfund.}$$

Der Nutzeffect dieses Gebläses ist sonach $E_n = 1845 . 24·633 \log . n . \frac{1973·07}{1845} =$
$= 1845 . 24·633 . 2·3026 \log . 1·069 = 3032·47$ Fpf, und folglich der zum Betriebe dieses Gebläses erforderliche Effect

$$\mathfrak{E}_n = 1·7 . 3032·47 = 5155·2 \text{ Fpf},$$

oder

$$N_n = \frac{5155·2}{430} = 11·98 \text{ Pfk.}$$

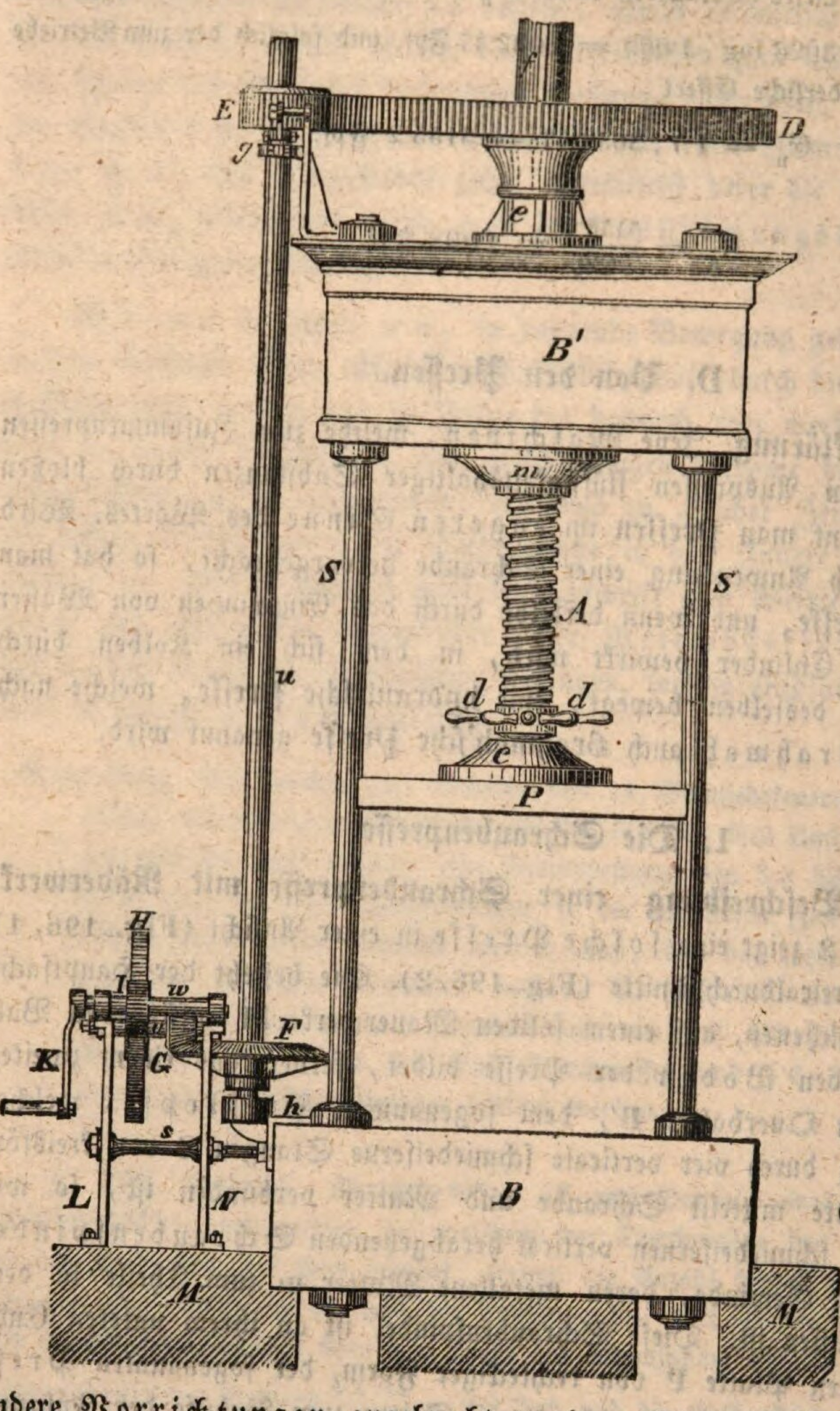
D. Von den Pressen.

§. 302. Erklärung. Jene Maschinen, welche zum Zusammenpressen trockener oder zum Auspressen flüssigkeitshaltiger Substanzen durch bloßen Druck dienen, nennt man **Pressen** im engeren Sinne des Wortes. Wird dieser Druck durch Anwendung einer Schraube hervorgebracht, so hat man eine **Schraubenpresse**, und wenn derselbe durch das Einpumpen von Wasser in einen hohlen Cylinder bewirkt wird, in dem sich ein Kolben durch die Druckwirkung desselben bewegt, eine **hydraulische Presse**, welche nach ihrem Erfinder Brahmah auch **Brahmah'sche Presse** genannt wird.

1. Die Schraubenpresse.

§. 303. Beschreibung einer Schraubenpresse mit Räderwerk. Fig. 196, 1 und 2 zeigt eine solche Presse in einer Ansicht (Fig. 196, 1) und in einem Verticaldurchschnitte (Fig. 196, 2). Sie besteht der Hauptsache nach aus einem eichenen, auf einem soliden Mauerwerke M aufsitzenden Balken B, welcher den Boden der Presse bildet, ferner aus einem zweiten ebenfalls eichenen Querbalken B′, dem sogenannten Preßkopfe, welcher mit dem ersteren durch vier verticale schmiedeiserne Stangen S von kreisförmigem Querschnitte mittelst Schraube und Mutter verbunden ist, so wie endlich aus einer schmiedeisernen vertical herabgehenden Schraubenspindel A mit flachem Gewinde, deren metallene Mutter m zum Theile in dem Preßkopfe eingelassen ist. Diese Schraubenspindel ist an ihrem unteren Ende mit einer hölzernen Platte P von rechteckiger Form, der sogenannten Preßplatte, welche an den beiden schmäleren Seiten zum Behufe der Führung derselben in verticaler Richtung mit je zwei halbkreisförmigen Einschnitten versehen ist, und mit diesen an den Stangen S anliegt, auf diese Weise drehbar verbunden, daß die Preßplatte beim Steigen oder Herabgehen derselben ohne Drehung in verticaler Richtung gehoben oder gesenkt wird. Zu diesem Zwecke befindet sich an dem zapfenförmigen Theile a der Schraubenspindel (Fig. 196, 2) eine von unten vertical eingebohrte Oeffnung, in welche ein mit einem Kopfe versehener und durch die kreisförmige Scheibe c aus Gußeisen, an der die Preßplatte mit vier Schrauben befestiget ist, gehender Bolzen b aus Stahl hineinpaßt, und mit der Schraubenspindel

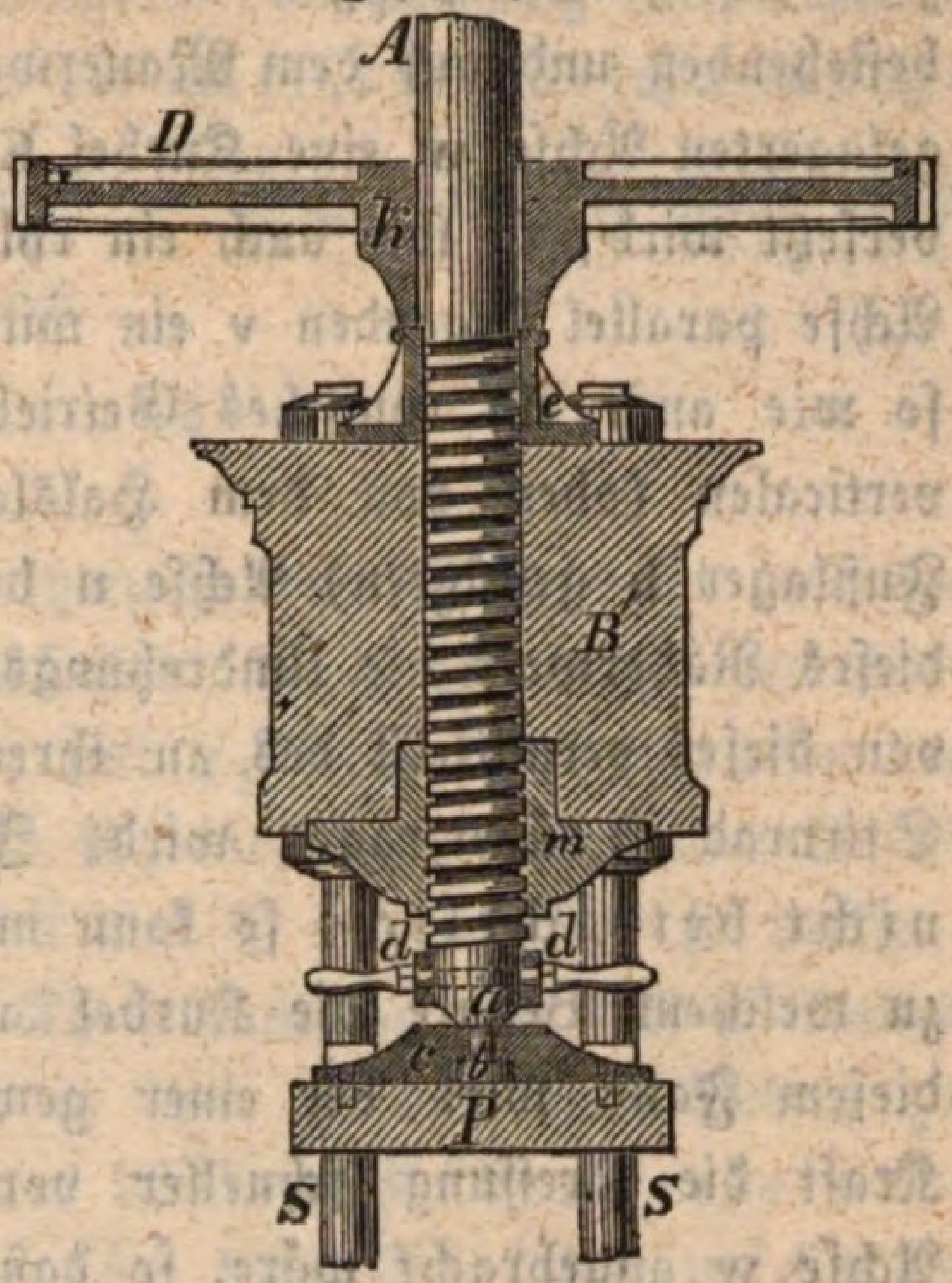
Fig. 196, 1.



vermittelst eines durchgesteckten Stiftes verbunden ist. Dieser dient zugleich zur Befestigung einer mit sechs Spillen (Handhaben) versehenen Hülse dd, dem sogenannten Stern, an der Schraubenspindel, vermittelst dessen dieselbe in Umdrehung versetzt wird, wenn bloß die Preßplatte gehoben oder nur ein geringer Widerstand überwunden werden soll.

Wenn aber mit der Presse ein beträchtlicher Druck ausgeübt werden soll, so reicht der Stern zur Drehung der Schraubenspindel nicht mehr hin, und es müssen in diesem Falle an der Presse andere Vorrichtungen angebracht werden. Die einfachste zur Hervorbringung eines größeren Druckes anwendbare Vorrichtung erhält man, wenn man an dem unteren Theile der Schraubenspindel, und zwar unmittelbar über der Scheibe c einen Spindelkopf von größerem Durchmesser, als derjenige der Schraubenspindel ist, anbringt, diesen am Umfange mit mehreren horizontalen Durchbohrungen versieht und vermittelst einer in diese Löcher auf einander folgend einzusteckenden eisernen Stange von ziemlicher Länge, an welcher die Kraft wie an einem Hebel wirkt, die Drehung der Schraube und dadurch den gewünschten Druck auf die zusammen- oder auszupressende Substanz hervorbringt. Weil aber der Spin-

Fig. 196, 2.



delkopf durch die genannten Durchbohrungen zu sehr geschwächt wird, so ist es besser statt dieser Vorrichtung an dem Spindelkopfe einen Korb aus Holz oder besser aus Eisen anzubringen, welcher aus zwei horizontalen an dem Spindelkopfe angebrachten Kreisscheiben besteht, die durch einige cylindrische nahe an ihrem Umfange durch dieselben gesteckten eisernen Bolzen mit einander verbunden sind. Wird nun eine hölzerne oder eiserne Stange zwischen zwei solche Bolzen hineingeschoben, von denen der eine als Stützpunkt, der andere aber als Druckpunkt des auf diese Weise hergestellten Hebels dient, so kann die Schraubenspindel durch Einwirkung der Kraft an dem Hebelende gedreht und derselben durch das auf einander folgende Durchstecken der Stange zwischen je zwei Bolzen dieses Korbes eine absetzend drehende Bewegung mitgetheilt werden.

Da nun vermittelst der eben beschriebenen Vorrichtungen die Schraubenspindel nur in eine absetzend drehende Bewegung versetzt und bei Anwendung derselben mit der Presse ein verhältnißmäßig nur unbedeutender Druck hervorgebracht werden kann, so muß man, wenn die Drehung der Schraubenspindel continuirlich vor sich gehen, und dabei ein bedeutender Druck mit der Presse ausgeübt werden soll, an derselben eine Vorrichtung anbringen, welche aus einem mit der Schraubenspindel in Verbindung stehenden Räderwerke besteht, dessen Anordnung aus der Figur 196, 1 zu ersehen ist. Auf dem Preßkopfe **B'** ist nämlich eine Büchse **e** angeschraubt, durch welche die von der Preßplatte nach aufwärts nur bis zur Hälfte ihrer Länge mit einem Schraubengewinde, von da an aber mit zwei einander gegenüber stehenden Längennuthen **f** versehene Schraubenspindel geht. Diese Büchse dient einem über die Schraubenspindel geschobenen Stirnrade **D** als Sitz, welches mit zwei im Inneren der Nabe desselben gegenüber liegend befestigten Keilen **k** in die Nuthen **f** der Schraubenspindel eingreift, so daß diese vermittelst einer am Umfange des Rades wirkenden Kraft in eine continuirlich drehende Bewegung versetzt werden, dabei aber sich auch in verticaler Richtung auf- oder abbewegen kann, während das Rad seine Lage unverändert beibehält, weil es zu schwer ist, als daß es von der Schraubenspindel durch die Reibung der Keile in den Nuthen bei ihrer nach aufwärts gehenden Bewegung gehoben werden könnte, bei der nach abwärts gerichteten Bewegung derselben aber durch die Büchse **e** verhindert wird, die nämliche Bewegung anzunehmen. Um aber dem Rade **D** die erforderliche Rotationsbewegung zu ertheilen, ist an der in einem gußeisernen (aus den

zwei durch Querstangen s mit einander verbundenenen Schilden L und N bestehenden und auf dem Mauerwerke M durch Schrauben befestigten) Gestelle gelagerten Achse w eine Kurbel K, welche durch Menschenkraft in Umdrehung versetzt wird, so wie auch ein cylindrisches Getriebe J, und an der zu dieser Achse parallel liegenden v ein mit diesem im Eingriffe stehendes Stirnrad H, so wie auch ein conisches Getriebe G angebracht, welches in das auf der verticalen (oben von dem Halslager g gehaltenen, unten aber durch das Fußlager h gestützten) Achse u befestigte Kegelrad F eingreift, so daß durch dieses Räderwerk die Umdrehungsbewegung der Kurbel auf die Achse u und von dieser vermittelst des an ihrem Ende angebrachten Getriebes E auf das Stirnrad D übertragen wird. Ist der mit der Presse auszuübende Druck nicht beträchtlich, so kann man ein Räderpaar außer Wirksamkeit setzen, zu welchem Behufe die Kurbel an der Achse v aufgesteckt werden muß. In diesem Falle wird bei einer gewissen Größe der an der Kurbel wirkenden Kraft die Pressung schneller vor sich gehen, als wenn die Kurbel an der Achse w angebracht wäre, so daß dadurch an Zeit gewonnen wird, während im letzteren Falle mit der Presse bei dem nämlichen Kraftaufwande zwar ein größerer Druck hervorgebracht werden kann, dabei aber, weil die Pressung langsamer vor sich gehen wird, ein Verlust an Zeit Statt findet.

Die Art und Weise, in welcher mit dieser Presse gearbeitet wird, ist folgende: Zunächst wird nämlich die Preßspindel vermittelst des Sternes so lange als möglich gedreht, hierauf die Kurbel an der Achse v angebracht, und an dieser so lange gearbeitet, bis der von der gepreßten Substanz herrührende Widerstand zu groß wird, worauf man endlich die Kurbel an der Achse w aufsteckt, und an dieser wirkend die Operation des Pressens vollendet.

§. 304. Bestimmung der Betriebskraft und der Nutzleistung dieser Maschine. Bezeichnet h die Schraubenganghöhe der Preßspindel, R_2 den Halbmesser des Spindelrades D, oder überhaupt die Länge des Hebelarmes, an welchem die Kraft $\mathfrak{P}$ wirksam gemacht werden muß, wenn in der Richtung der geometrischen Achse der Preßspindel ein Druck Q auf die zu pressende Substanz ausgeübt werden soll, so muß ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung die Gleichung

$$\mathfrak{P} . 2\pi R_2 = Q . h$$

bestehen, aus welcher sich sofort

$$\mathfrak{P} = \frac{h}{2\pi R_2} Q \ldots (1$$

ergibt. Diese Relation zeigt nun, daß die zur Hervorbringung eines gegebenen Druckes erforderliche Kraft unter übrigens gleichen Umständen um so kleiner ausfällt, je kleiner h, d. h. je feiner das Schraubengewinde ist, und daß umgekehrt bei gegebener Kraft auch die Wirksamkeit der Presse mit der Feinheit des Schraubengewindes zunimmt.

Da die Preßspindel bei jeder Umdrehung um die Höhe h hinabrückt, so ist, wenn n die auf eine Minute reduzirte und der in dem letzten Augenblicke

der Preßoperation Statt findenden Geschwindigkeit der Pressung entsprechende Umdrehungszahl der Preßspindel bezeichnet, die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher die Pressung vor sich geht $= \frac{n}{60} h$. Diesem nach wird der Nutzeffect einer Schraubenpresse durch

$$E_n = \frac{n}{60} Q h \ldots (2$$

Fußpfund ausgedrückt.

Um die zum Betriebe der in dem vorhergehenden Paragraphe beschriebenen Schraubenpresse nöthige Kraft **P** zu finden, sei **L** die Länge der Kurbel **K**, an welcher diese wirken soll, r, r_1 und r_2 seien die Halbmesser der Getriebe **J**, **G** und **E**, so wie **R**, R_1 und R_2 diejenigen der Räder **H**, **F** und **D** des Räderwerkes dieser Presse. Weil nun $\mathfrak{P}$ den von der zu pressenden Substanz herrührenden und auf den Theilrißumfang des Spindelrades reduzirten Widerstand mißt, so muß dem in dem §. 150 Entwickelten zu Folge mit Vernachlässigung der an diesem Räderwerke vorkommenden Reibungswiderstände für das Gleichgewicht die Relation

$$P = \frac{r\, r_1\, r_2}{R R_1 L}\, \mathfrak{P} \ldots (3$$

bestehen. Substituirt man nun hier für $\mathfrak{P}$ den im Obigen abgeleiteten Ausdruck (Gleichung 1), so erhält man zur Bestimmung der Betriebskraft dieser Presse die Gleichung

$$P = \frac{h}{2\pi L} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2}\, Q \ldots (4.$$

Anmerkung. Die bei dieser Presse vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung sind: 1. die Reibung der Preßspindelgewinde in der Schraubenmutter, 2. die Reibung der unteren Fläche des Theiles a der Preßspindel auf der Scheibe c, 3. die Reibung an den Achsen u, v und w des Räderwerkes, und endlich 4. die Zahnreibung an den drei Räderpaaren.

Da die Preßspindelgewinde durch den von der gepreßten Substanz herrührenden und in der Richtung der Spindelachse wirkenden Gegendruck von Q Pfund gegen die zugehörigen Muttergewinde angedrückt werden, so ist die Wirkung, welche eine am Umfange eines Durchschnittskreises der Preßspindel wirksam gedachte und zur Ueberwindung des Widerstandes Q, sammt der zwischen den Preßspindel- und Muttergewinden Statt findenden Reibung nöthige Kraft hervorbringt, derjenigen gleich, welche dieselbe entwickeln würde, wenn sie eine unten gestützte Schraubenspindel von den nämlichen Dimensionen drehen und dadurch die mit Q Pfund belastet gedachte Mutter heben möchte. Weil aber im letzteren Falle die zur Hervorbringung einer solchen Wirkung erforderliche Kraft bekanntlich eben so groß sein muß, als diejenige, welche nothwendig ist, um eine Last Q über eine schiefe Ebene hinaufzuziehen, deren Neigungswinkel gleich dem Steigwinkel der Schraube, deren Höhe gleich der Ganghöhe derselben und deren Basis ihrem Umfange gleich ist, so folgt, daß wenn α den Steigwinkel der Schraube, f den Coefficienten der gleitenden Reibung der Gewinde auf einander und p die genannte Kraft bezeichnet, der Relation 2_b des §. 37 gemäß

$$p = \frac{\tang \alpha + f}{1 - f \tang \alpha} Q$$

sein muß. Nun ist aber mit Beibehaltung der im Obigen angenommenen Bezeichnungen, wenn d den mittleren Durchmesser der Preßspindel, d. i. den Durchmesser einer durch die halbe Gewindtiefe derselben gelegt gedachten Cylinderfläche bezeichnet, $\tang \alpha = \frac{h}{\pi d}$, folglich

$$p = \frac{h + \pi f d}{\pi d - f h} Q,$$

oder auch

$$p = Q \frac{h}{\pi d} + f Q \frac{\pi^2 d^2 + h^2}{\pi d (\pi d - f h)},$$

wobei das erste Glied dieses Ausdruckes denjenigen Theil der Kraft p mißt, welcher bloß zur Ueberwindung des Nutzwiderstandes Q nothwendig ist, während das zweite Glied den zur Ueberwindung des zwischen den Gewinden Statt findenden Reibungswiderstandes erforderlichen Theil derselben vorstellt.

Ist $\mathfrak{P}'$ die Kraft, welche an dem Spindelrade vom Halbmesser R_2 wirken muß, um den Nutzwiderstand Q sammt der Reibung der Gewinde zu überwinden, so muß wegen $\mathfrak{P}' = \frac{d}{2 R_2} p$

$$\mathfrak{P}' = \frac{1}{2 \pi R_2} \left[h + f . \frac{\pi^2 d^2 + h^2}{\pi d - f h} \right] Q \quad . . . (5$$

sein. Setzt man hier $f = o$, so wird $\mathfrak{P}' = \frac{h}{2 \pi R_2} Q = \mathfrak{P}$ (Gleichung 1).

Auf welche Weise die anderen an dieser Maschine vorkommenden und oben unter 2, 3 und 4 angeführten Reibungswiderstände in Rechnung zu ziehen sind, ist bis jetzt hinlänglich erklärt und an vielen Beispielen gezeigt worden.

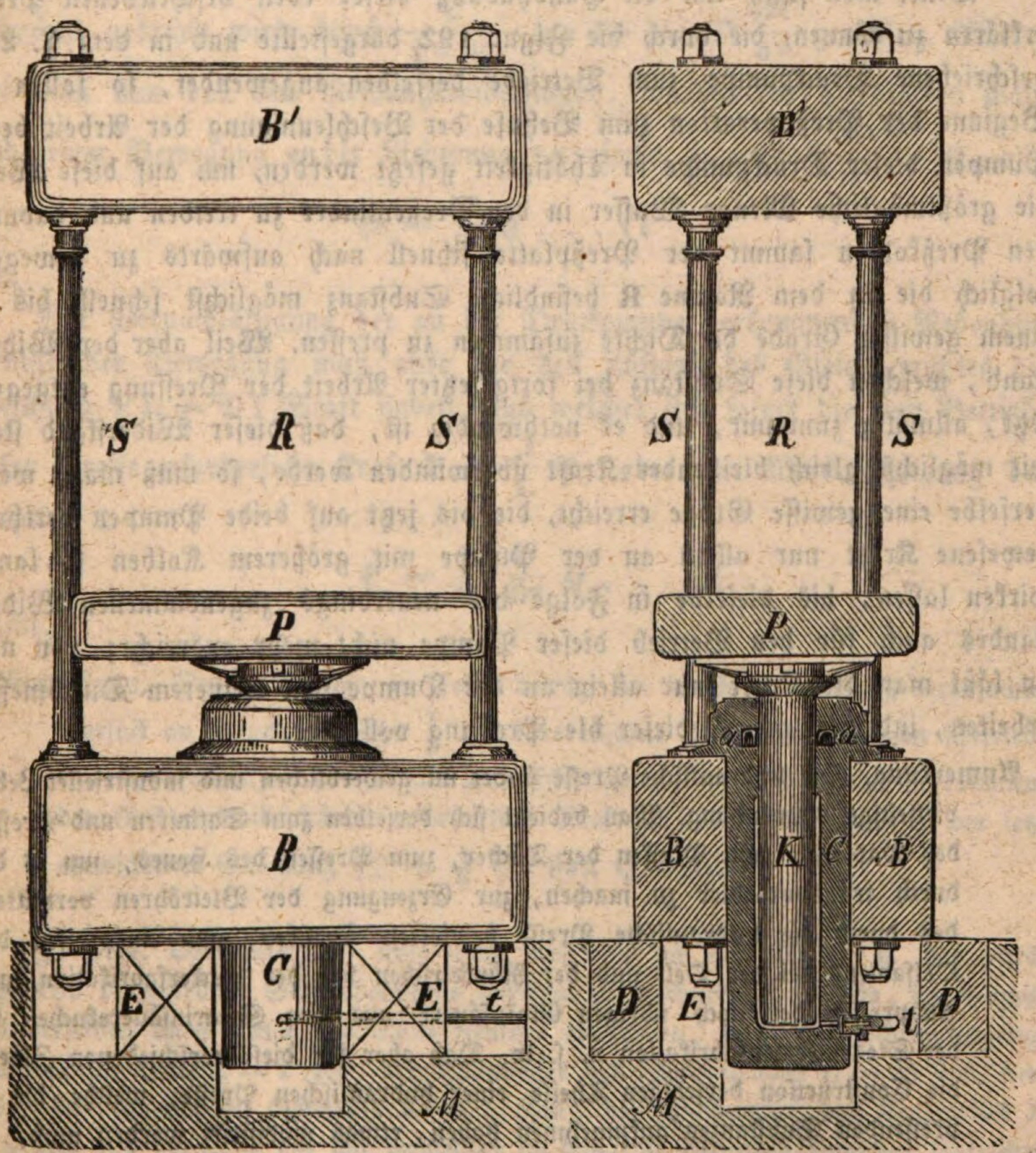
2. Die hydraulische Presse.

§. 305. Erklärung und Beschreibung einer solchen Presse. Der Wesenheit nach besteht eine hydraulische Presse aus zwei cylindrischen, unten mit einander communicirenden und gewöhnlich mit Wasser (manchmal auch, besonders bei kleineren Maschinen dieser Art, mit Oel) gefüllten Gefäßen von sehr verschiedenen Querschnitten, wobei sich in jedem ein Kolben luft- und wasserdicht bewegen läßt. Wird nun der Kolben von kleinerem Durchmesser durch irgend eine Kraft herabgedrückt, so pflanzt sich der dadurch auf die Oberfläche des in dem entsprechenden Cylinder befindlichen Wassers ausgeübte Druck vermöge der Continuität der Wassermasse auf die Grundfläche des in dem größeren Cylinder befindlichen Kolbens, und da den hydrostatischen Grundlehren gemäß sich der auf die Oberfläche einer in einem Gefäße eingeschlossenen, nicht zusammendrückbaren Flüssigkeit ausgeübte Druck durch die ganze Masse derselben gleichförmig fortpflanzt, demnach abgesehen von dem Gewichte der Flüssigkeit, alle Theile des Gefäßes einen gleich großen Druck erleiden, so wird der auf die Grundfläche des größeren Kolbens Statt findende Druck um so bedeutender sein, je größer diese im Vergleiche zu der

des kleineren Kolbens ist. Auf diese Weise wird nun eine geringe am kleineren Kolben wirkende Kraft einen bedeutenden Druck auf den größeren Kolben hervorzubringen vermögen, wobei dieser nach aufwärts bewegt wird, so daß vermittelst desselben dieser Druck auf einen zu pressenden Gegenstand übertragen werden kann.

Fig. 197, 1 und 2 zeigt eine **hydraulische Presse** in einer Seitenansicht (Fig. 197, 1) und einem Verticaldurchschnitte (Fig. 197, 2). C ist ein hohler mit der an seinem oberen Theile angebrachten flantschenartigen Verstärkung in einer Oeffnung des unteren Querbalkens B hängender Cylinder aus Gußeisen, der Preßcylinder genannt, während dieser Querbalken auf einem starken Rahmen DD_1EE_1 von Holz ruht, welcher seinerseits auf einem soliden Mauerwerke M aufliegt. In dem oberen genau ausgebohrten Theile der Höhlung des Preßcylinders ist der Preßkolben K eingepaßt, dessen Dichtung (Liederung) durch einen umgestülpten Lederring bewerkstelliget ist, welcher sich in der

Fig. 197.



ringförmigen Vertiefung a a des ausgebohrten Theiles der Höhlung des Preßcylinders befindet, und durch den Wasserdruck an die Umfangsfläche des Kolbens angepreßt wird.

Der Kolben trägt die hölzerne Preßplatte P von rechteckiger Form, welche an den beiden schmäleren Seiten mit je zwei halbkreisförmigen Ausschnitten zu dem Zwecke versehen ist, damit sie während der Bewegung des Kolbens von den in diese Ausschnitte hineinpassenden vier schmiedeisernen Stangen S, welche den oberen Querbalken B' mit dem unteren verbinden, geführt wird. Der zwischen der oberen Fläche der Preßplatte und der unteren Fläche des oberen Preßbalkens B' befindliche Raum R dient zur Aufnahme der zusammen zu pressenden Substanzen. Endlich befindet sich nahe am Boden der Höhlung des Preßcylinders und zwar von der Seite desselben eine Durchbohrung, vermittelst welcher der innere Raum des Preßcylinders mit dem durch eine Verschraubung an demselben befestigten Kupferrohre t und durch dieses mit dem Cylinder einer Druckpumpe in Verbindung steht.

Denkt man sich, um die Handhabung dieser eben beschriebenen Presse erklären zu können, die durch die Figur 192 dargestellte und in dem §. 292 beschriebene Druckpumpe zum Betriebe derselben angewendet, so sollen im Beginne der Preßoperation zum Behufe der Beschleunigung der Arbeit beide Pumpen dieser Druckpumpe in Thätigkeit gesetzt werden, um auf diese Weise die größtmögliche Menge Wasser in den Preßcylinder zu treiben und dadurch den Preßkolben sammt der Preßplatte schnell nach aufwärts zu bewegen, folglich die in dem Raume R befindliche Substanz möglichst schnell bis zu einem gewissen Grade der Dichte zusammen zu pressen. Weil aber der Widerstand, welchen diese Substanz bei fortgesetzter Arbeit der Pressung entgegensetzt, allmälig zunimmt, und es nothwendig ist, daß dieser Widerstand stets mit möglichst gleich bleibender Kraft überwunden werde, so muß man, wenn derselbe eine gewisse Größe erreicht, die bis jetzt auf beide Pumpen vertheilt gewesene Kraft nur allein an der Pumpe mit größerem Kolben so lange wirken lassen, bis dieselbe in Folge des neuerdings zugenommenen Widerstandes auch für den Betrieb dieser Pumpe nicht mehr ausreicht; von nun an läßt man die Kraft nur allein an der Pumpe von kleinerem Durchmesser arbeiten, indem man mit dieser die Pressung vollendet.

Anmerkung. Die hydraulische Presse findet im gewerblichen und industriellen Leben vielseitige Anwendung. Man bedient sich derselben zum Satiniren und Pressen des Papiers, zum Pressen der Tücher, zum Pressen des Heues, um es dadurch transportabler zu machen, zur Erzeugung der Bleiröhren vermittelst des durch die hydraulische Presse bewirkten Druckes, zum Auspressen des Oelsamens bei der Oel- und der Runkelrüben bei der Zuckerfabrikation, zum Auspressen der noch übrigen Elaïnsäuere aus den Stearinsäuerekuchen bei der Stearinkerzenfabrikation u. s. w. Daß aber für diese verschiedenen Zwecke die Construction derjenigen Theile einer hydraulischen Presse, welche die zu pressenden Substanzen aufzunehmen haben, etwas modificirt werden muß, ist begreiflich.

§. 306. Bestimmung der nöthigen Betriebskraft. Bezeichnet Q den größten Druck, welcher vermittelst einer hydraulischen Presse hervorgebracht werden soll, D den Durchmesser des Preßkolbens, d denjenigen des Pumpenkolbens (wobei man jedoch bei einer Druckpumpe mit zwei Pumpen unter d den Durchmesser des kleineren Pumpenkolbens zu verstehen hat), L und l die Abmessungen des längeren und kürzeren Hebelarmes des Pumpenhebels Ao (Fig. 192), P die am Hebelgriffe wirksam zu machende Betriebskraft, und endlich 𝔓 die Kraft, mit welcher der Pumpenkolben vom Querschnitte $\frac{1}{4}\pi d^2$ auf die unterhalb desselben befindliche Wassermasse einwirkt, so gibt der Quotient $\frac{𝔓}{\frac{1}{4}\pi d^2}$ den auf die Flächeneinheit des Pumpenkolbenquerschnittes kommenden Druck. Da aber dem im Anfange des vorhergehenden Paragraphes ausgesprochenen Grundsatze der Hydrostatik zu Folge der auf die Flächeneinheit des Preßkolbenquerschnittes Statt findende Druck eben so groß ist, als der auf die Flächeneinheit des Pumpenkolbenquerschnittes von Seite der Betriebskraft ausgeübte, so wird die Kraft, mit welcher der Preßkolben nach aufwärts gedrückt wird, durch $\frac{𝔓}{\frac{1}{4}\pi d^2} \cdot \frac{1}{4}\pi D^2 = 𝔓 \frac{D^2}{d^2}$ gemessen. Abstrahirt man nun von dem Reibungswiderstande, welchen der Preßkolben während seiner Bewegung an der Liederung verursacht, so muß $𝔓 \frac{D^2}{d^2} = Q$, also

$$𝔓 = \frac{d^2}{D^2} Q \ldots (1$$

sein.

Mit Vernachlässigung der an der Druckpumpe vorkommenden Nebenhindernisse der Bewegung muß aber für den Zustand des Gleichgewichtes die Gleichung $PL = 𝔓 l$ Statt finden, aus welcher sich sofort die zum Betriebe dieser Presse erforderliche Kraft $P = \frac{l}{L} 𝔓$, oder mit Berücksichtigung der Relation 1

$$P = \frac{l}{L} \cdot \frac{d^2}{D^2} Q \ldots (2$$

ergibt.

Anmerkung. Der Erfahrung zu Folge beträgt der durch die Reibung verursachte Verlust an Druck ungefähr $\frac{1}{3}$ des theoretischen. Um daher die zum Betriebe einer hydraulischen Presse mit Berücksichtigung der an derselben vorkommenden Reibungswiderstände erforderliche Kraft zu finden, muß man in der letzt entwickelten Gleichung $(Q + \frac{1}{3} Q)$ statt Q setzen.

§. 307. Beispiele. 1. Wie groß muß die an der Kurbel K der durch Fig. 196 dargestellten Schraubenpresse wirksam zu machende Kraft sein, um vermittelst derselben einen Druck von 3500 Zentner auszuüben, wenn die Schraubenganghöhe der Preßspindel = 1 Zoll, der Halbmesser des Spindelrades D = 25 Zoll, derjenige des zugehörigen Getriebes E = 5 Zoll, der Halbmesser des Kegelrades F = 9 Zoll und derjenige des mit demselben im Eingriffe stehenden conischen Getriebes

$G = 2·25$ Zoll, der Halbmesser des cylindrischen Rades $H = 10·5$ Zoll, derjenige des in dasselbe eingreifenden Getriebes $J = 1·5$ Zoll, und endlich die Länge der Kurbel $K = 15$ Zoll ist? — Läßt man die an dieser Maschine vorkommenden Reibungswiderstände unberücksichtiget, so erhält man die zum Betriebe derselben erforderliche Kraft, wenn man in der Gleichung 4 des §. 304 $h = 1$, $L = 15$, $r = 1·5$, $R = 10·5$, $r_1 = 2·25$, $R_1 = 9$, $r_2 = 5$, $R_2 = 25$ und endlich $Q = 350000$ setzt, wodurch

$$P = \frac{1}{2 \,.\, 3·142 \,.\, 15} \cdot \frac{1·5}{10·5} \cdot \frac{2·25}{9} \cdot \frac{5}{25} \cdot 350000 = 26·522 \text{ Pfund}$$

gefunden wird. Da nun mit einer solchen Presse nicht continuirlich gearbeitet wird, so wäre ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse der Bewegung die Kraft eines Arbeiters zum Betriebe derselben hinreichend. In der Wirklichkeit muß jedoch diese Kraft der Reibungswiderstände wegen größer angenommen werden.

2. Welche Pressung wird eine an dem Pumpenhebel einer hydraulischen Presse wirkende Kraft von 40 Pfund hervorzubringen vermögen, wenn das Verhältniß der Hebelarme des Pumpenhebels = 8 ist, ferner der Durchmesser des Pumpenkolbens 1·2 Zoll und derjenige des Preßkolbens 12 Zoll beträgt? — Setzt man in der Gleichung 2 des vorhergehenden Paragraphes $\frac{l}{L} = \frac{1}{8}$, $d = 1·2$, $D = 12$ und $P = 40$, so hat man zur Bestimmung des fraglichen Druckes die Gleichung $40 = \frac{1}{8} \,.\, \left(\frac{1·2}{12}\right)^2 . Q$, aus welcher sich sofort

$$Q = 40 \,.\, 8 \,.\, \left(\frac{12}{1·2}\right)^2 = 32000 \text{ Pfund}$$

ergibt, so daß demnach mit dieser Presse bei einer Betriebskraft von 40 Pfund ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse der Bewegung eine Pressung von 320 Zentner erzielt werden könnte.

Die wirklich Statt findende Pressung ist aber der Bewegungswiderstände wegen geringer, und zwar beträgt sie nur ungefähr $\frac{2}{3}$ der theoretischen, d. i. nahezu 213·33 Zentner.

E. Von den Mahlmühlen.

§. 308. Erklärung. Diejenigen Maschinen, welche zu einer im Zermahlen, Zerreiben, Zerquetschen, Zerstücken, oder im Zertheilen ähnlicher Art bestehenden Formänderung fester Körper dienen, werden **Mühlen** genannt. Je nachdem nun die zu zerkleinernde Substanz in Getreide (vorzugsweise Roggen, Weizen), ölhaltigen Samen (Reps, Lein u. s. w.), Gyps, Farben u. dgl. besteht, unterscheidet man auch Getreide-, Oel-, Gyps-, Farbenmühlen u. s. w.

Mühlen, welche zur Verwandlung der Getreidearten in Mehl dienen, nennt man **Mahlmühlen**. Diese sind entweder **Mühlen mit Mühlsteinen** oder **Walzenmühlen**, je nachdem die ebenen Flächen zweier Steine oder aber eiserne Walzen zum Zerreiben der Getreidekörner benützt werden. Da die Walzenmühlen nur selten zur Erzeugung von Mehl aus Getreide in Anwendung stehen, so werden im Folgenden nur die Mühlen mit Mahlsteinen erklärt.

Jede Mühle dieser Art besteht aus einem Mahl- und einem Triebwerke, so wie aus Vorrichtungen, welche zum Zuführen des Getreides zu den Mahlsteinen, und zur Absonderung des feinen Mehles von dem gröberen und den Kleien dienen. Das Mahlwerk einer solchen Mühle besteht aber aus einem oder mehreren Paaren cylindrischer Mahlsteine, von welchen jedes Paar einen Mahlgang bildet. Die zwei Steine eines jeden Mahlganges liegen in einem größeren oder geringeren Abstande in horizontaler Lage über einander und sind in ihrer Mitte der ganzen Höhe nach mit je einer Oeffnung, welche man das Auge nennt, versehen. Der untere der beiden Mahlsteine, der sogenannte Bodenstein, liegt in einem aus Dauben faßähnlich hergestellten Kasten, dem Steinlaufe oder der Zarge, fest, während der obere, der Läufer genannt, auf einer verticalen, durch das Auge des Bodensteines durchgehenden und in das Läuferauge eingreifenden Achse, welche das Mühleisen oder die Mühlspindel heißt, vermittelst eines in demselben angebrachten Quereisens, der sogenannten Haue, aufsitzt und durch eine Kraftmaschine in rotirende Bewegung versetzt wird, zu welchem Behufe diese mit der Mühlspindel durch ein dem Zwecke entsprechendes Triebwerk (das gangbare Zeug) in Verbindung steht.

Die einander zugekehrten Flächen der beiden Steine eines Mahlganges, welche man die Mahlflächen nennt, sind mit geraden oder gekrümmten und von Innen nach Außen gehenden Furchen in dieser Art versehen (behauen), daß die Furchensysteme derselben eine entgegengesetzte Lage gegen einander haben, und sie dadurch während der Rotation des Läufers wie Scheerenschneiden auf das zu vermahlende Getreide wirken. Dieses fällt aus einem oberhalb des Läufers befindlichen Aufschüttkasten, der Rumpf oder die Gosse genannt, durch das Läuferauge auf die Mahlfläche des Bodensteines herab, vertheilt sich zwischen den beiden Mahlflächen, wird durch die Scheerenwirkung derselben geschrotet oder vermahlen und endlich in Folge der Centrifugalkraft nach dem Umfange der Steine getrieben, von da aber durch eine in dem Steinlaufe angebrachte Oeffnung, das sogenannte Mehlloch, einer in schüttelnder Bewegung befindlichen Siebvorrichtung zugeführt, vermittelst welcher das Mahlgut in feinere und gröbere Sorten geschieden wird.

§. 309. **Beschreibung einer Mühle mit Mahlsteinen.** Fig. 198, 1, 2 und 3 zeigt eine **Mahlmühle** neuerer Art mit drei Mahlgängen. **A**, **B** und **C** sind drei Mahlgänge dieser Mühle, welche auf einem aus horizontal liegenden hölzernen Tragbalken bestehenden Gebälke ruhen, die durch Wechsel mit einander verbunden sind. Der vordere (im Durchschnitte gezeichnete) Mahlgang **A** ruht auf zwei parallelen Tragbalken **D** und **D′**, welche durch zwei unter dem Bodensteine liegenden Wechsel **E** mit einander verbunden und an einem Ende in dem einen der beiden parallelen Längenträger **F**, **F**, welche die beiden Mahlgänge **B** und **C** tragen, eingezapft sind.

Dieses Gebälke wird von sechs gußeisernen mit viereckigen Sockeln und runden Grundplatten versehenen hohlen Säulen getragen, von denen stets je zwei, wie z. B. S und S′ unter einem Mahlgange auf einem Unterbau M von Quadersteinen stehen, und vermittelst eines unter dem Gebälke befindlichen und auf den Säulen liegenden Gesimsstückes G von Gußeisen mit einander zu einem festen Ganzen verbunden sind.

b ist der Bodenstein des vorderen Mahlganges A. Derselbe muß eine solche Lage haben, daß seine Mahlfläche horizontal und sein Mittelpunkt möglichst genau in der geometrischen Achse der Mühlspindel liegt. Zum Horizontalstellen des Bodensteines ruht derselbe auf drei (in den Figuren nicht angegebenen) Stellschrauben, von denen je eine durch einen der beiden Träger D und D′, die dritte aber durch einen der beiden Wechsel E durchgeht, und welche so angebracht sind, daß sie in den Eckpunkten eines um die geometrische Achse der Mühlspindel symmetrisch verzeichnet gedachten gleichseitigen Dreieckes liegen. Ihre Muttern sind in diesen Balken eingelassen. Zum Behufe der genauen Centrirung des Bodensteines ist derselbe aber mit einem starken hölzernen Ringe HH, dem sogenannten Steingeschlinge, umgeben, welches auf den Trägern D und D befestiget ist, durch welches vier Stellschrauben in horizontaler Richtung durchgehen, die mit ihren Enden an dem unteren Reife des Bodensteines anliegen. Das Auge des Bodensteines ist mit einer Büchse a, der sogenannten Buchse ausgefüttert, durch welche die Mühlspindel K geht. Die Buchse bildet einen hohlen, durch eine horizontale, mit einer Oeffnung zum Durchgange des Mühleisens versehenen

Fig. 198, 1.

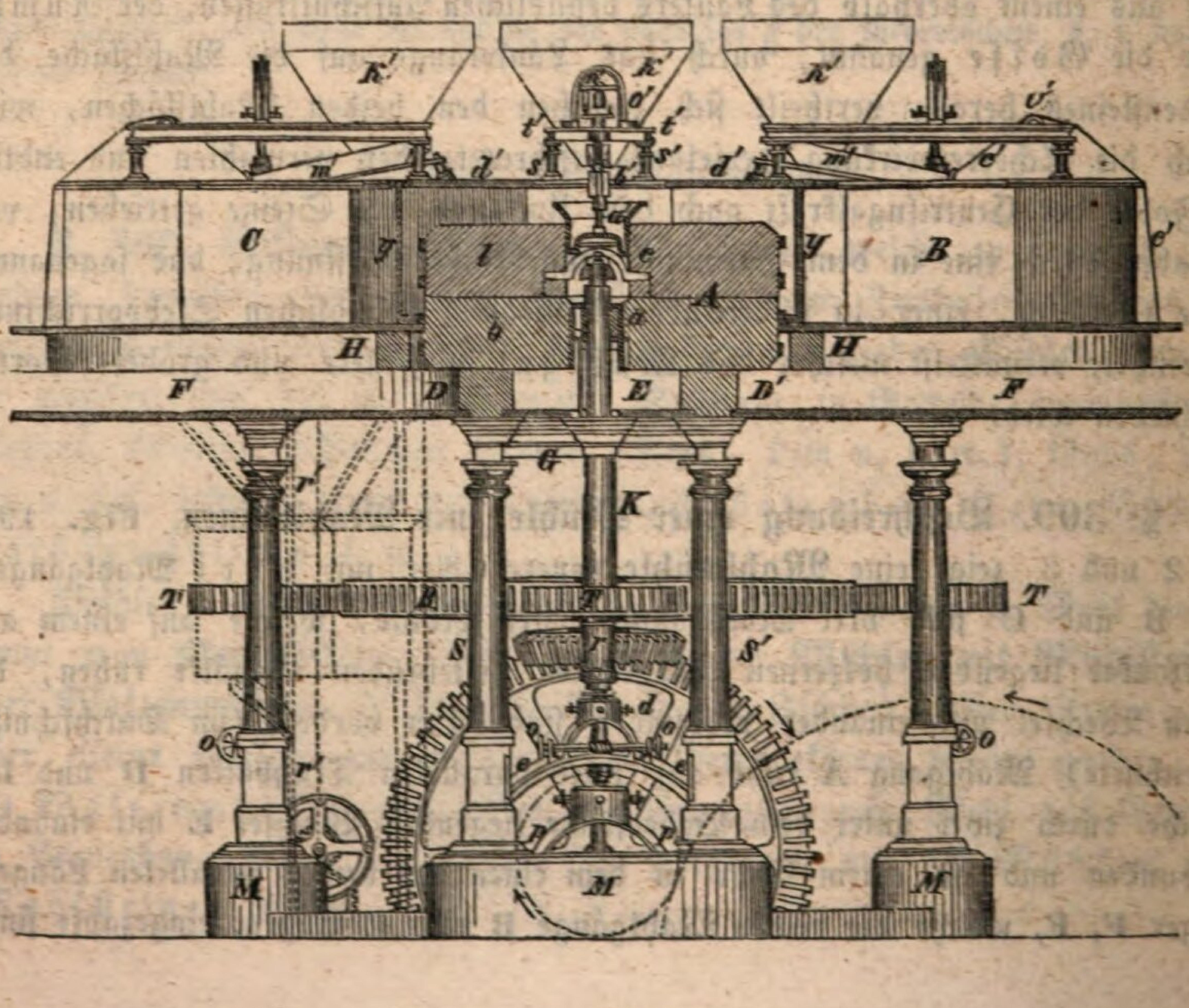
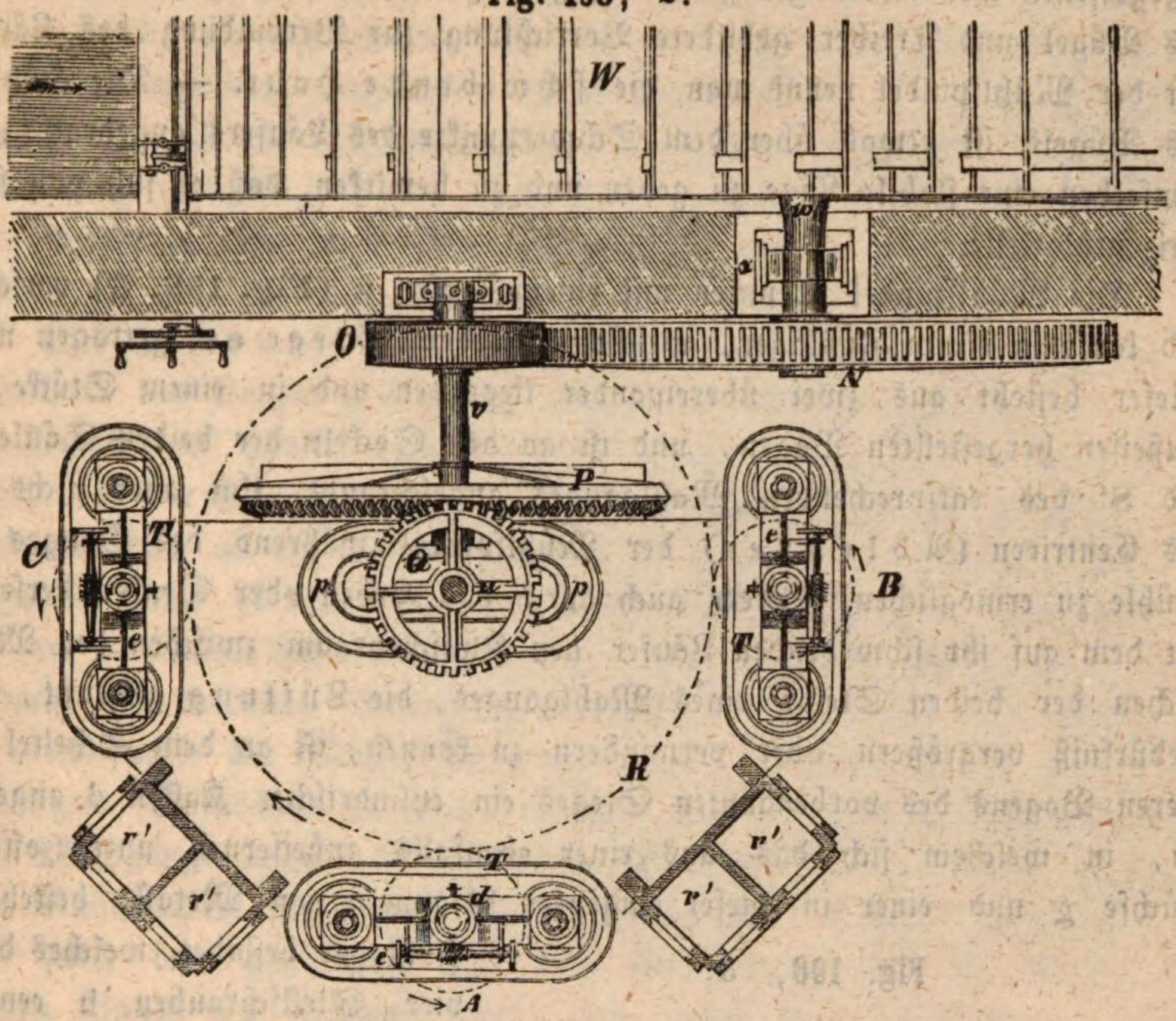


Fig. 198, 2.



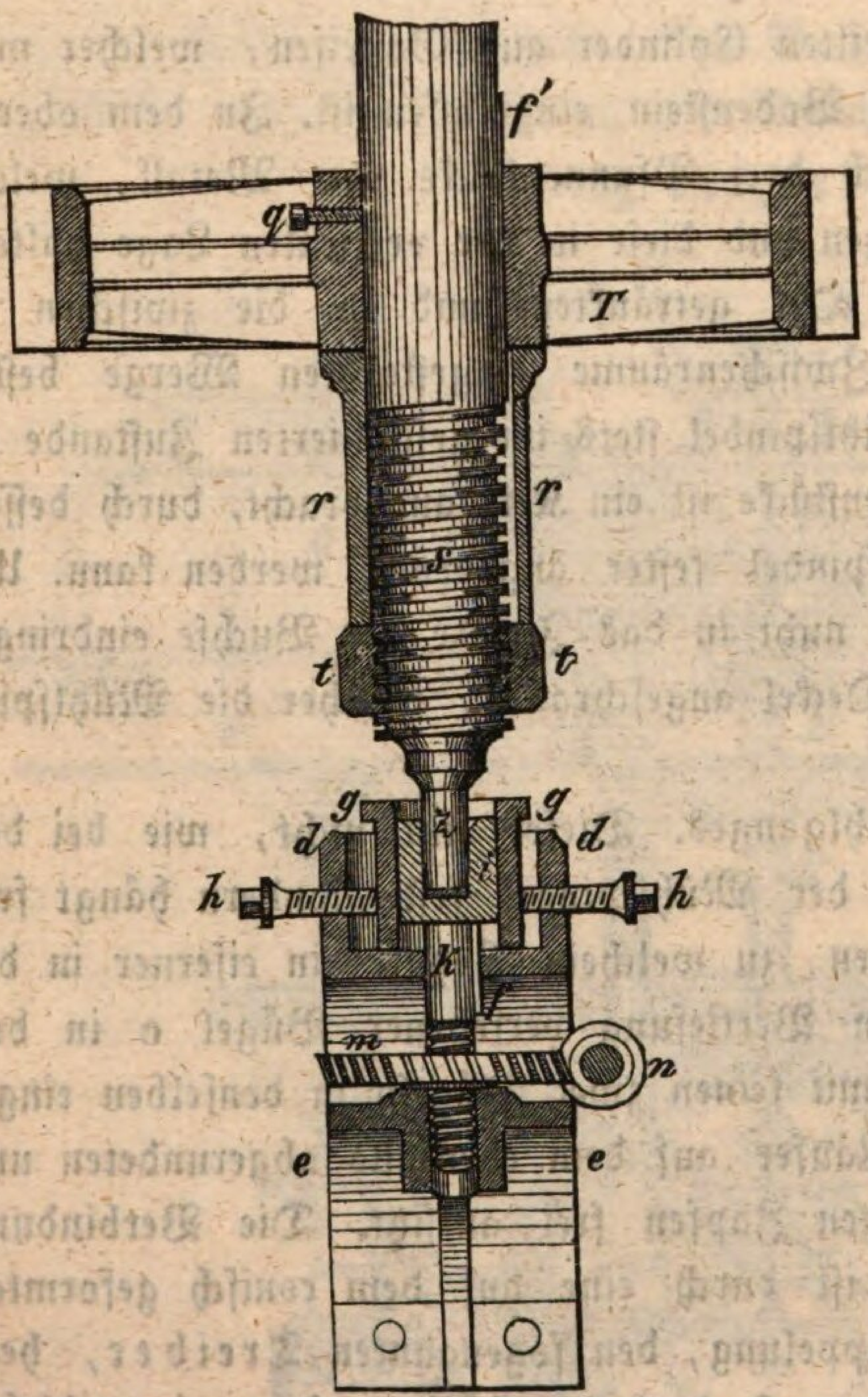
Scheidewand in zwei Theile getheilten Cylinder aus Gußeisen, welcher mittelst angegossener Lappen in den Bodenstein eingelassen ist. In dem oberen Theile dieser Büchse befinden sich drei Pfannenstücke von Metall, welche an der Mühlspindel genau anliegen und diese in der verticalen Lage halten, während eine aus mit Fett oder Oel getränktem und in die zwischen je zwei Pfannenstücken befindlichen Zwischenräume eingestopften Werge bestehende Dichtung den Hals der Mühlspindel stets im geschmierten Zustande zu erhalten hat. Hinter jedem Pfannenstücke ist ein Keil angebracht, durch dessen Anziehen dieses gegen die Mühlspindel fester angedrückt werden kann. Um aber zu verhüten, daß das Mehl nicht in das Innere der Buchse eindringe, ist auf derselben ein cylindrischer Deckel angeschraubt, welcher die Mühlspindel genau umschließt.

l ist der Läufer dieses Mahlganges. Dieser sitzt nicht, wie bei den älteren (deutschen) Mühlen, auf der Mühlspindel fest, sondern hängt frei schwebend auf dem Kopfe derselben, zu welchem Behufe ein eiserner in der Mitte mit einer halbkugelförmigen Vertiefung versehener Bügel c in das Auge des Läufers eingesetzt und mit seinen zwei Flügeln in denselben eingelassen ist, vermittelst dessen der Läufer auf dem ebenfalls abgerundeten und am Kopfe des Mühleisens befestigten Zapfen frei aufsitzt. Die Verbindung des Läufers mit dem Mühleisen ist durch eine auf dem conisch geformten Kopfe des letzteren angebrachte Kuppelung, den sogenannten Treiber, hergestellt, welcher aus einer conisch ausgedreheten Hülse und zwei an dieser

angegossenen und den Bügel gabelförmig umgreifenden Ansätzen besteht. Diese aus Bügel und Treiber gebildete Vorrichtung zur Verbindung des Läufers mit der Mühlspindel nennt man die schwebende Haue. — Die Höhlung des Bügels ist etwas über dem Schwerpunkte des Läufers angebracht, um demselben eine stabile Lage zu geben und zu bewirken, daß er sich von selbst horizontal stelle.

Die Mühlspindel ist unten mit einem Zapfen z (Fig. 198, 3) versehen, und läuft in einem Fußlager, welches von dem Stege ee getragen wird. Dieser besteht aus zwei übereinander liegenden und in einem Stücke aus Gußeisen hergestellten Bögen, und ist an den Sockeln der beiden Säulen S und S′ des entsprechenden Mahlganges angeschraubt. Um aber nicht nur das Centriren (Ablehren) der Mühlspindel während des Ganges der Mühle zu ermöglichen, sondern auch durch das Heben oder Senken derselben mit dem auf ihr schwebenden Läufer den Zwischenraum zwischen den Mahlflächen der beiden Steine eines Mahlganges, die Lüftung genannt, nach Bedürfniß vergrößern oder vermindern zu können, ist an dem Scheitel des oberen Bogens des vorbenannten Steges ein cylindrischer Kasten d angegossen, in welchem sich das aus einer ebenfalls gußeisernen unten offenen Büchse g und einer in dieser eingepten Pfanne i von Metall bestehende Fußlager befindet, welches durch vier Stellschrauben h centrirt werden kann. Ueberdieß ruht die Pfanne i auf dem Kopfe einer Schraubenspindel k, welche durch die am Boden des Kastens d und am Scheitel des unteren Bogens des Steges e angebrachten Oeffnungen geht, und ihre Mutter in der Nabe des auf dem unteren Bogen des Steges ruhenden Schraubenrades m hat, so daß demnach die Mühlspindel sammt allen auf ihr befindlichen Bestandtheilen von diesem Bogen getragen wird. Das Schraubenrad bildet mit der Schraube n eine Schraube ohne Ende, welche vermittelst der an den Enden der Schraubenachse (die in zwei an dem unteren Bogen des Steges angebrachten Trägern gelagert ist) befestigten Kurbelrädchen o in Bewegung ge-

Fig. 198, 3.



bracht werden kann. Daß dadurch die Schraubenspindel k gehoben oder gesenkt wird, je nachdem die Drehung der Achse der Schraube n in dem einen oder dem entgegengesetzten Sinne Statt findet, ist leicht zu begreifen. Damit sich aber die Schraubenspindel k bei dem Umdrehen des Schraubenrades nicht mitdrehe, ist der obere Theil derselben mit einer Feder f versehen, welche in einer in der Bodenöffnung des Kastens d eingearbeiteten Nuth gleitet.

Das Triebwerk dieser Mühle ist folgendermaßen angeordnet: An dem außerhalb des Lagers x liegenden Kopfe der Welle w (Fig. 198, 2) des Wasserrades W (oder, wenn die Mühle durch eine Dampfmaschine betrieben würde, an der Schwungradwelle) ist ein großes Stirnrad N aufgekeilt, welches mit dem an der Achse v sitzenden Getriebe O im Eingriffe steht. An derselben Achse ist auch noch das conische Rad P befestiget, welches in das auf der verticalen Achse u angebrachte conische Getriebe Q eingreift, so daß dadurch die rotirende Bewegung des Wasserrades auf diese Achse, als Haupttriebachse der Mühle, übertragen wird. Vermittelst des an derselben befestigten Stirnrades R aber, welches in die an den Mühlspindeln der drei Mahlgänge angebrachten Getriebe F eingreift, wird diese Bewegung den Mühlspindeln mitgetheilt. Die Achse u lauft in einem Fußlager, welches durch den gußeisernen auf dem Grundmauerwerke der Mühle befestigten Bogen pp getragen wird, und durch vier Stellschrauben centrirt werden kann.

Um den einen oder anderen Mahlgang außer Betrieb setzen zu können, wenn dieses das Bedürfniß erfordert, ist an jeder Mühlspindel der drei Mahlgänge A, B und C eine Vorrichtung angebracht, vermittelst welcher durch Verschiebung des betreffenden Getriebes F auf der Mühlspindel dasselbe außer Eingriff mit dem Stirnrade R gebracht werden kann. Zu diesem Behufe ist die Nabe eines jeden Getriebes mit einer Nuth versehen, in welche eine an der Mühlspindel angebrachte Feder f′ eingreift, die demselben bei dessen Verschiebung als Leitung dient. Die Befestigung des Getriebes an der Mühlspindel wird durch eine Stellschraube q bewerkstelliget, welche beim Auslösen desselben losgeschraubt wird. Jedes Getriebe sitzt mit seiner Nabe auf einer cylindrischen Büchse rr, welche unterhalb desselben an der Mühlspindel angebracht und ihrer Länge nach mit einer Nuth versehen ist, in welche die Feder f′ hineinpaßt, so daß diese Büchse auf der Mühlspindel ebenfalls geradlinig verschoben werden kann. An dem unteren Theile der Mühlspindel befindet sich ein Schraubengewinde s, und darüber eine mit zwei Handhaben versehene Mutter tt aufgeschraubt, auf welche sich die früher erwähnte Büchse r stützt. Wird nun diese Mutter in drehende Bewegung versetzt, so steigt sie auf der Mühlspindel hinauf oder sie geht an derselben herab, je nachdem ihr eine vor- oder rückgängige Bewegung mitgetheilt wird. Im ersteren Falle wird nun, wenn die Stellschraube q gelöst ist, die Büchse r, somit auch das Getriebe F gehoben und dadurch außer Eingriff mit dem Stirn-

rade **R** gebracht, im letzteren aber sinkt die Büchse mit dem Getriebe vermöge ihres Gewichtes herab, und es wird dieses mit dem Rade in Eingriff gesetzt.

yy ist der achteckige Steinlauf (die Zarge), welcher unten durch einen über dem Steingeschlinge liegenden und sich an den Bodenstein anschließenden Boden, oben aber durch einen in der Mitte mit einer Oeffnung versehenen Deckel d′ d′ geschlossen ist. Das in dem Boden des Steinlaufes angebrachte Mehlloch, an welches sich eine quadratische aus Brettern zusammengesetzte Röhre r′ anschließt, dient zur Ableitung des Mahlgutes. Auf dem Deckel des Steinlaufes ist die zum Zuführen des Getreides bestimmte Vorrichtung, das sogenannte Rumpfzeug, angebracht. Diese besteht aus einem auf dem Deckel des Steinlaufes befestigten und aus vier kleinen Säulen s′, welche einen gußeisernen Rahmen t′ t′ tragen, gebildeten Gestelle, Rumpfleiter genannt, in welchem ein hohler, oben und unten offener pyramidaler Kasten k′ hängt, welcher der Rumpf heißt. An der Rumpfleiter ist ein schiefliegender Kanal m′, der sogenannte Schuh, welcher gleichsam den Boden des Rumpfes bildet. Derselbe nimmt das Getreide aus dem Rumpfe auf und führt es durch das Läuferauge zwischen die Steine. Um aber einer Verstopfung der unteren Oeffnung des Rumpfes durch das Getreide vorzubeugen, muß der Schuh eine rüttelnde Bewegung erhalten. Zu diesem Behufe ist an dem Treiber das Rütteleisen a′, und an demselben der sogenannte Dreischlag b′, d. i. ein an seiner Umfangsfläche mit drei schiefe Flächen bildenden Hervorragungen versehener Cylinder befestiget, an welchen sich ein am Schuhe angebrachter elastischer Stab, der Rührnagel oder Daum genannt, anlegt. Dieser wird während der Bewegung des Läufers durch die Erhöhungen des Dreischlages aus seiner Gleichgewichtslage gebracht, nimmt hierauf in Folge des Herabfallens von den schiefen Flächen desselben seine ursprüngliche Lage wieder an, und bewirkt auf diese Weise die rüttelnde Bewegung des Schuhes.

Da die Neigung der Bodenfläche des Schuhes auf die Geschwindigkeit der Zuführung des Getreides zwischen die Steine, folglich auch auf die Quantität des in der Zeiteinheit zu vermahlenden Getreides einen wesentlichen Einfluß hat, die Arbeit der Steine sich somit in dieser Beziehung durch die Stellung des Schuhes reguliren läßt, so ist bei dieser Mahlmühle das Ende des Schuhes an einer Schnur c′ angehängt, welche über eine an dem Rahmen der Rumpfleiter gelagerten Walze v′ geht, und in den unteren Raum der Mühle hinabgeführt ist, in welchem sich das Triebwerk befindet, von wo aus man die Stellung des Schuhes vornehmen kann.

Endlich ist bei dieser Mühle an jedem Mahlgange noch eine Vorrichtung, der Wecker genannt, angebracht, welche das nahende Leerwerden des Rumpfes von Getreide anzeigt. Diese besteht aus einer kleinen Glocke n′, welche an einer in dem gußeisernen Bügel o′ gelagerten Achse aufgehängt ist,

und in schwingende Bewegung versetzt wird, wenn die Füllung des Rumpfes unter das gehörige Maß herabsinkt.

Zur Sortirung der Bestandtheile des Mahlgutes werden bei solchen Mühlen (neuerer Art) Siebmaschinen angewendet, welche aus einem hohlen cylindrischen oder prismatischen Siebe bestehen, das auf einer schief liegenden durch den Mehlkasten gehenden Achse angebracht ist, und vermittelst Zahnrädern oder eines Riementriebes in rotirende Bewegung gebracht werden kann. Dieses ist aus einem in Form eines Cylinders oder eines Prisma von polygonalem Querschnitte aus Holzstäben zusammen gesetzten Gerippe und darüber gespannten seidenen Beuteltüchern von abnehmender Feinheit hergestellt, so daß der obere Theil des Siebes aus ganz feinem, die folgenden Theile desselben aber aus immer gröberen Beuteltüchern bestehen. Wird nun dieses Sieb in rotirende Bewegung versetzt, so werden von dem Mahlgute mehrere Sorten Mehl abgeschieden, welche sich in den entsprechenden Abtheilungen des Mehlkastens ansammeln, während die übrigen Bestandtheile desselben, nämlich Gries mit Kleie gemengt am Ende des Siebes in einer eigenen Abtheilung des Mehlkastens aufgefangen, und dann durch eine ähnliche Beutelmaschine, deren Sieb aus gröberem Beuteltuche besteht, in Gries und Kleie geschieden werden.

Anmerkung. Da das Getreide vor dem Vermahlen sorgfältig gereiniget werden muß, weil in demselben Erdklümpchen, Steinstückchen, Spreu, fremdartige Samenkörner u. s. w. vorkommen, überdieß aber an den Getreidekörnern noch Unreinigkeiten anhängen, welche, so wie auch die Spitzen und Bärte derselben entfernt werden müssen, so wendet man zu diesem Behufe zwei Arten von Reinigungsmaschinen an, von denen die einen zur Absonderung der gröberen Verunreinigungen des Getreides bestimmt sind und im Allgemeinen aus Siebwerken bestehen, die mit Windfegen verbunden sind, daher sie auch Fegmaschinen heißen, während die anderen zur Beseitigung der an den Körnern fest anklebenden Unreinigkeiten und zum Abreiben der Spitzen und Bärte der Körner dienen, und Abreibmühlen genannt werden.

Die Reinigungs- und Beutelmaschinen stehen mit der Mühle in einem solchen Zusammenhange, daß das Getreide von einer Reinigungsmaschine der anderen und endlich dem Rumpfe eines jeden Mahlganges, das Mahlproduct aber von den Mahlgängen den Beutelmaschinen zugeführt wird, ohne daß dabei viel Händearbeit nothwendig ist, indem die Zuführung des Productes einer Maschine zur anderen durch eigene Transportvorrichtungen bewirkt wird, welche aus archimedischen Schnecken, Paternosterwerken, u. s. w. bestehen, und durch die Triebkraft der Mühle in Bewegung gesetzt werden. Aber selbst das Füllen der Producte der Beutelmaschinen in Säcke und das Aufziehen derselben wird auf mechanischem Wege bewirkt.

§. 310. Bestimmung der Betriebskraft einer Mahlmühle. Die bei einer Mahlmühle vorkommenden Nebenwiderstände, als: die Reibung der Mühlspindel in der Pfanne und Büchse, so wie die Reibungen am Trieb-

werke bewirken, daß die zum Betriebe derselben erforderliche Kraft stets größer sein muß, als der Nutzwiderstand, welcher durch das Zerreiben und Vermahlen der Getreidekörner entsteht, und es ist einleuchtend, daß die Betriebskraft um so größer sein muß, je größer die Getreidemenge ist, welche in einer gewissen Zeit, z. B. in einer Stunde vermahlen werden soll.

Bezeichnet M die Getreidemenge in W. Metzen, welche ein Mahlgang einer Mühle verbesserter Art in einer Stunde vermahlen soll, und N die Betriebskraft in Pferdekräften ausgedrückt, welche zum Betriebe eines Mahlganges und der dazu gehörigen Reinigungs- und Siebmaschinen erforderlich ist, so kann man den Erfahrungsresultaten zu Folge

$$N = 1{\cdot}464\ M \ldots (1$$

setzen, wobei die Mahlsteine einen Durchmesser von

$$D = 1{\cdot}737\ M \text{ Fuß} \ldots (2$$

und eine Umfangsgeschwindigkeit von ungefähr 30 Fuß haben sollen, wenn die Mühle gut arbeiten soll.

Bezeichnet nun n die Anzahl der Umdrehungen des Läufers in einer Minute, so muß, wegen $30 = \frac{\pi D n}{60}$,

$$\left.\begin{array}{r} n = \dfrac{572{\cdot}883}{D} \\ \text{oder } n = \dfrac{329{\cdot}812}{M} \end{array}\right\} \ldots (3$$

sein.

Anmerkung. Die Mühlen verbesserter Art haben gewöhnlich Steine von 4 bis 5 Fuß Durchmesser, welche ungefähr 120 Umdrehungen in der Minute machen, und erfordern für jeden Mahlgang eine Betriebskraft von 4 Pferden. Ein solcher Mahlgang vermahlt per Stunde im mittleren Durchschnitte 2·73 Metzen, demnach per Pferdekraft und Stunde 0·682 Metzen Getreide.

§. 311. Beispiele. 1. Welche Betriebskraft erfordert die durch Fig. 198 dargestellte dreigängige Mühle, bei welcher der Durchmesser des Läufers eines jeden Mahlganges 4 Fuß beträgt? — Zunächst ergibt sich aus der Gleichung 2, wenn man $D = 4$ setzt, $M = \frac{4}{1{\cdot}737} = 2{\cdot}3$, so daß die Getreidemenge, welche vermittelst der drei Mahlgänge per Stunde vermahlen werden kann, $3 . 2{\cdot}3 = 6{\cdot}9$ Metzen beträgt. Diesem gemäß ist zum Betriebe dieser Mühle (der Gleichung 1 des vorhergehenden Paragraphes gemäß) eine Kraft von

$$N = 1{\cdot}464 . 6{\cdot}9 = 10{\cdot}1$$

d. i. von ungefähr 10 (Maschinen-) Pferden nothwendig

2. Wie ist eine Mahlmühle im Allgemeinen anzuordnen, wenn sie 10 Metzen Getreide per Stunde zu vermahlen im Stande sein soll? — Nimmt man vorläufig für jeden Mahlgang 4schuhige Mahlsteine an, so würde jeder, der Gleichung 2 des vorhergehenden Paragraphes zu Folge, ein Getreidequantum von $M = \frac{4}{1{\cdot}737} = 2{\cdot}3$ Metzen zu vermahlen im Stande sein, so daß demnach die Anzahl der zum Vermah-

len von 10 Metzen Getreide per Stunde erforderlichen Mahlgänge $= \frac{10}{2 \cdot 3} = 4 \cdot 3$ gefunden wird, wofür man 4 Mahlgänge zu nehmen hat. Da aber bei 4 Mahlgängen auf jeden eine per Stunde zu vermahlende Getreidemenge von $\frac{10}{4} = 2 \cdot 5$ Metzen kommt, so müssen die Mahlsteine der bezogenen Gleichung gemäß einen Durchmesser von $D = 1 \cdot 737 . 2 \cdot 5 = 4 \cdot 34$ Fuß erhalten, und dabei, wenn die Arbeit gut vor sich gehen soll, den Gleichungen 3 des bezogenen Paragraphes zu Folge in jeder Minute $n = \frac{329 \cdot 812}{2 \cdot 5} = 131 \cdot 9$, d. i. 132 Umdrehungen machen, wornach man sich bei der Anordnung des Triebwerkes der zu construirenden Mühle zu richten hat.

Da ferner die zum Betriebe eines Mahlganges nöthige Kraft der Gleichung 1 gemäß $N = 1 \cdot 464 . 2 \cdot 5 = 3 \cdot 66$ Pferde beträgt, so ist zum Betriebe der sämmtlichen Mahlgänge dieser Mühle sammt Reinigungs- und Mehlsiebmaschinen eine Kraft von $4 . 3 \cdot 66 = 14 \cdot 64$ Pferden erforderlich, und es müßte darnach die Betriebsmaschine einen Nutzeffect von ungefähr 15 Pferdekräften entwickeln.

Wenn nun zum Betriebe dieser Mühle z. B. eine Wasserkraft von 6 Fuß Gefälle disponibel wäre, und man sich (gestützt auf die im Wasserradbaue gemachten Erfahrungen) für ein Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf entscheiden würde, so müßte, weil dem §. 227 zu Folge der Nutzeffect eines Wasserrades von diesem Constructionssysteme bei einer guten Anordnung mindestens zu 0·60 des absoluten Effectes der zum Betriebe desselben erforderlichen Wasserkraft angenommen werden kann, ihr absoluter Effect $\frac{15}{0 \cdot 60} = 25$ Pferdekräfte betragen, und somit, da bei einem Gefälle von 6 Fuß (der Gleichung 1 des letzt bezogenen Paragraphes zu Folge) die Relation $25 = \frac{56 \cdot 5}{430} . Q . 6$ Statt finden muß, zum Betriebe des Wasserrades eine Wassermenge von $Q = \frac{25 . 430}{6 . 56 \cdot 5} = 31 \cdot 7$ Cubikfuß per Secunde vorhanden sein.

F. Von den Sägemühlen.

§. 312. Erklärung. Diejenigen Maschinen, welche zum Zerschneiden der Baumstämme in Balken, Breter, Latten u. s. w. dienen, und durch Wasser- oder Dampfkraft betrieben werden, nennt man **Sägemühlen.** Man hat Sägemühlen, bei welchen das Werkzeug aus einem über zwei Rollen laufenden *Sägeblatte ohne Ende* besteht, und auch solche mit *geraden Sägeblättern*, welche in *horizontaler* oder in *verticaler* Richtung bewegt werden. Von den eben genannten Arten der Sägemühlen sind die mit geraden und in verticaler Richtung auf- und abbewegten Sägeblättern versehenen am *häufigsten* angewendet. Eine solche Sägemühle besteht der Wesenheit nach aus einem oder mehreren Sägeblättern (auch *Sagen* genannt), welche in einem hölzernen oder eisernen zwischen Coulissen in verticaler Richtung durch Wasser- oder Dampfkraft auf- und abbewegten Rahmen, dem sogenannten *Sägegatter*, auf geeignete Weise befestiget sind; ferner aus einer Vorrichtung, vermittelst welcher der zu zerschneidende Baum der Säge zugeführt wird, und entweder aus einem horizontalen in seiner

Längenrichtung bewegten Wagen, dem Klotz- oder Blockwagen, auf dem der zu zersägende Baum durch Klammern oder Schrauben befestiget ist, oder aber aus zwei Paar Walzen besteht, von denen je eine an ihrer Oberfläche geriffelt ist und durch die Triebkraft in drehender Bewegung erhalten wird, so daß dadurch der auf zwei entgegengesetzten Seiten flach behauene und zwischen den Walzen eingeklemmte Baum gegen die Säge vorgeschoben wird; endlich aus dem zur Fortpflanzung und erforderlichen Umwandlung der Bewegung dienenden Triebwerke und denjenigen Vorrichtungen, vermittelst welchen die Bewegung der hauptsächlichsten Theile der Sägemühle, und die Dicke der abzusägenden Holzstücke (Breter, Latten u. s. w.) regulirt werden kann.

§. 313. **Beschreibung einer Sägemühle.** Fig. 199, 1 bis 5 stellt eine **Sägemühle** mit einem geraden in verticaler Richtung gehenden Sägeblatte und mit Cylindern zur Zuführung des Baumes in einem verticalen parallel zur Fläche des Sägeblattes geführten Längendurchschnitte (Fig. 199, 1), in einer Seitenansicht (Fig. 199, 2) und in mehreren Details (Fig. 199, 3, 4 und 5) vor. Das Sägegatter dieser Maschine besteht aus einer Gatterstange cc von Holz, welche an beiden Enden mit ebenfalls hölzernen und um je einen Bolzen drehbaren Querstücken d, den sogenannten Gatterriegeln versehen ist. Diese sind an einem Ende durch eine lange schmiedeiserne Stange ff zusammengehalten und tragen an dem entgegengesetzten Ende die beiden Bügel e, welche zum Einhängen des Sägeblattes aa dienen. Zu diesem Behufe ist dasselbe mit seinen Enden in eisernen Kloben b festgeschraubt, an denen prismatische Ansätze angebracht sind, welche in die in den Bügeln e eingearbeiteten und mit einem Schlitze versehenen Nuthen hineinpassen, so daß das Einhängen des Sägeblattes durch das Einschieben der an den Kloben befindlichen Ansätze in die eben genannten Nuthen bewerkstelliget wird. Weil aber die Zähne des Sägeblattes beim Niedergange desselben einerseits nur nach und nach in den zu zersägenden Balken auf die erforderliche Tiefe einschneiden dürfen, und dieses Einschneiden auf eine ziemlich gleichmäßige Weise vor sich gehen muß, andererseits aber die Zahnspitzen beim Hinaufgehen des Sägeblattes, während welcher Zeit der zu zersägende Balken gegen dasselbe vorgeschoben wird, nicht am Grunde der Schnittfläche streifen dürfen, so muß die gerade Linie, in welcher die Zahnspitzen der Säge liegen, nicht vertical sein, sondern eine gegen die Verticallinie nach abwärts etwas geneigte Lage haben, wobei die Größe der Abweichung der Zahnlinie von der verticalen Richtung, welche man den Anlauf der Säge nennt, je nach der Tiefe des Schnittes und der Hublänge der Säge verschieden genommen werden muß. Dieses Schiefstellen des Sägeblattes wird bei dieser Maschine durch ein entsprechendes Verschieben der an den Kloben angebrachten Ansätze in den Nuthen der Bügeln, das Anspannen desselben aber durch die an den Bügeln e und der Stange ff angebrachten Muttern bewirkt.

Zum Behufe der Geradführung des Sägegatters ist an der dem gußeisernen und durch Rippen verstärkten Sägegestelle A A zugekehrten Fläche der Gatterstange c ein hölzerner Rahmen g g befestiget, welcher beiderseits mit metallenen Schlittenstücken m (Fig. 199, 4) von schneidiger Form versehen ist, die während der auf- und niedergehenden Bewegung des Sägegatters in ebenfalls schneidig geformten Coulissen h gleiten. Diese sind an dem Sägegestelle befestiget, welches auf einem starken

Fig. 199, 1.

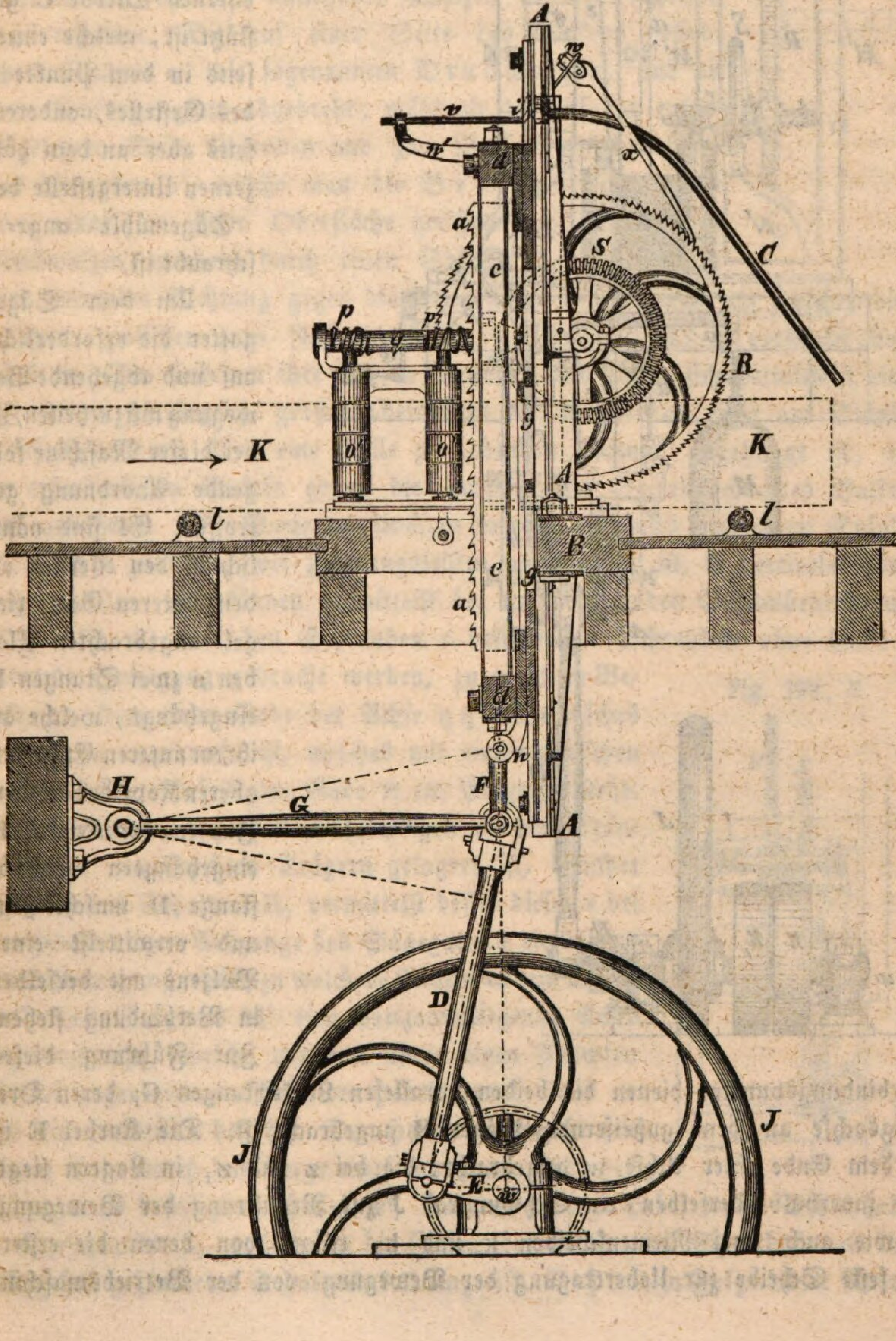
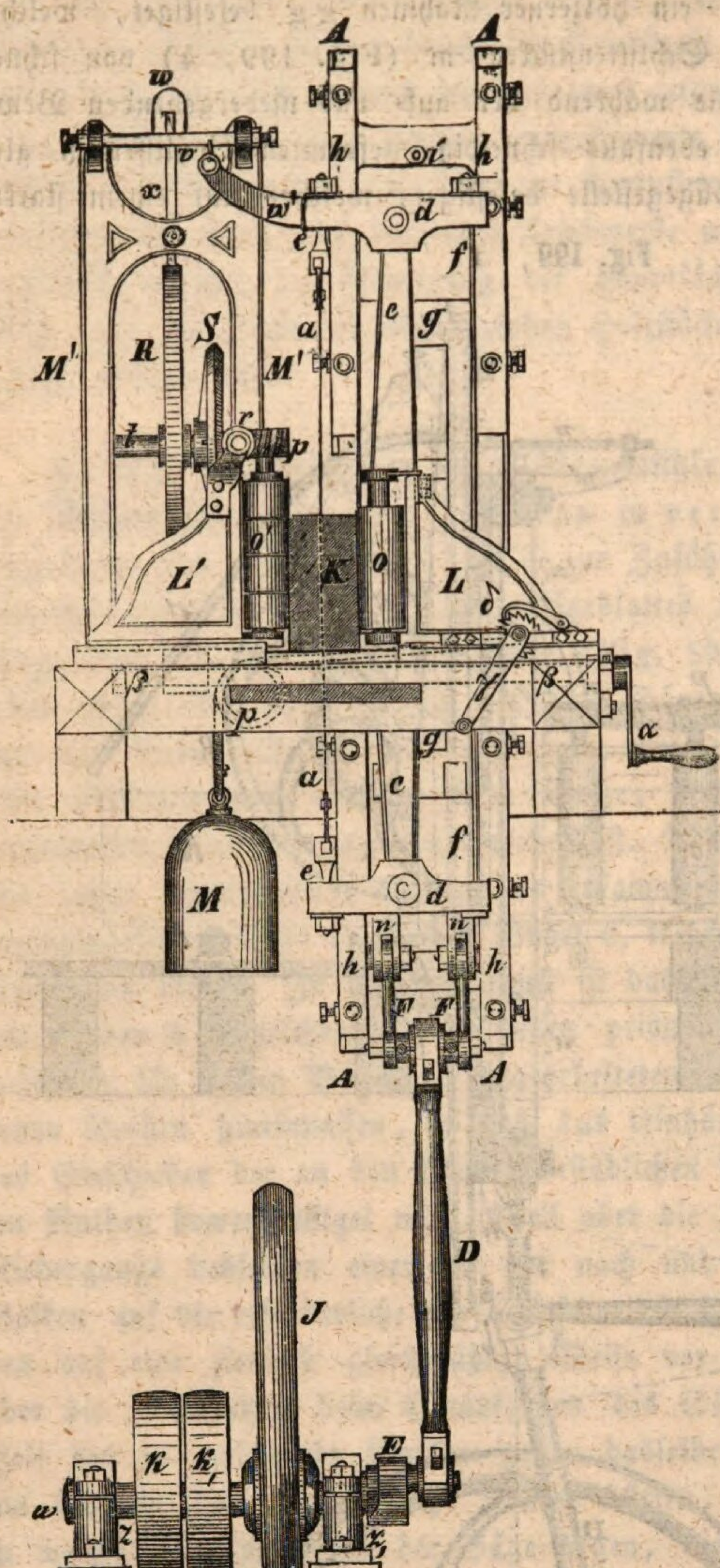


Fig. 199, 2.



Balken **B** angeschraubt und überdieß noch zur Vermeidung der Vibrationen, die durch die große Geschwindigkeit des Sägegatters entstehen könnten, vermittelst einer schmiedeisernen Strebe **C** gestützt ist, welche einerseits in dem Punkte **i** des Gestelles, andererseits aber an dem hölzernen Untergestelle der Sägemühle angeschraubt ist.

Um dem Sägegatter die erforderliche auf- und abgehende Bewegung mitzutheilen, ist bei dieser Maschine folgende Anordnung getroffen. Es sind nämlich in den eisernen an dem unteren Gatterriegel angebrachten Kloben **n** zwei Stangen **F** eingehängt, welche an ihrem unteren Ende den oberen Kopf der an dem Zapfen der Kurbel **E** eingehängten Schubstange **D** umschließen, und vermittelst eines Bolzens mit derselben in Verbindung stehen. Zur Führung dieses Verbindungspunktes dienen die beiden parallelen Lenkerstangen **G**, deren Drehungsachse an dem gußeisernen Träger **H** angebracht ist. Die Kurbel **E** ist an dem Ende einer Achse **w** angebracht, die bei **z** und z_1 in Lagern liegt, und innerhalb derselben ein Schwungrad **J** zur Regulirung der Bewegung, so wie auch zwei Riemenscheiben **k** und k_1 trägt, von denen die erstere als feste Scheibe zur Uebertragung der Bewegung von der Betriebsmaschine

Fig. 199, 4.

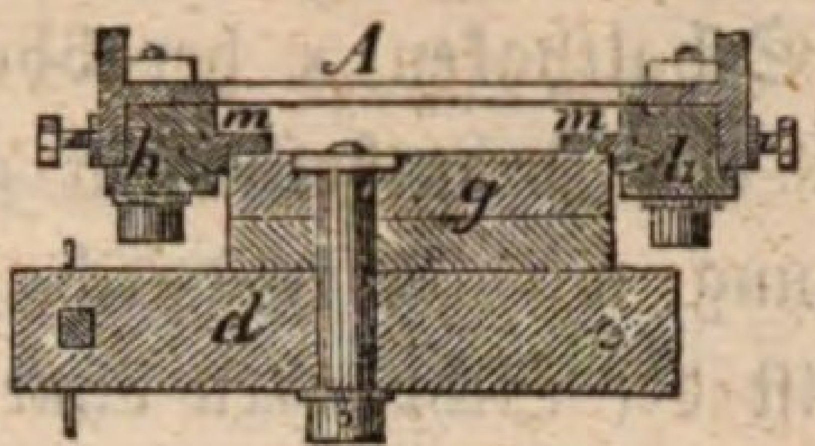
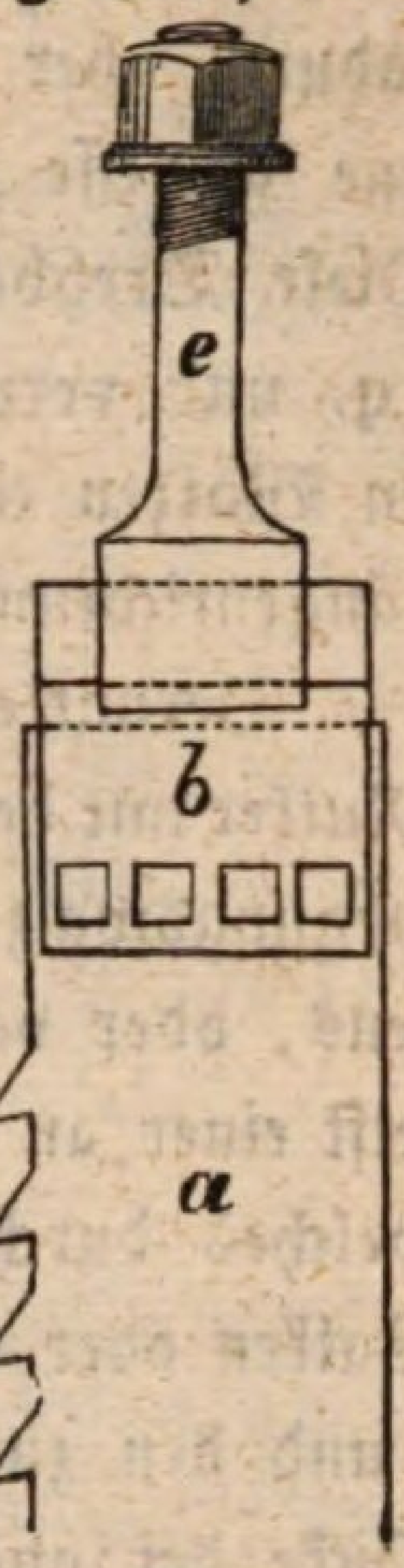


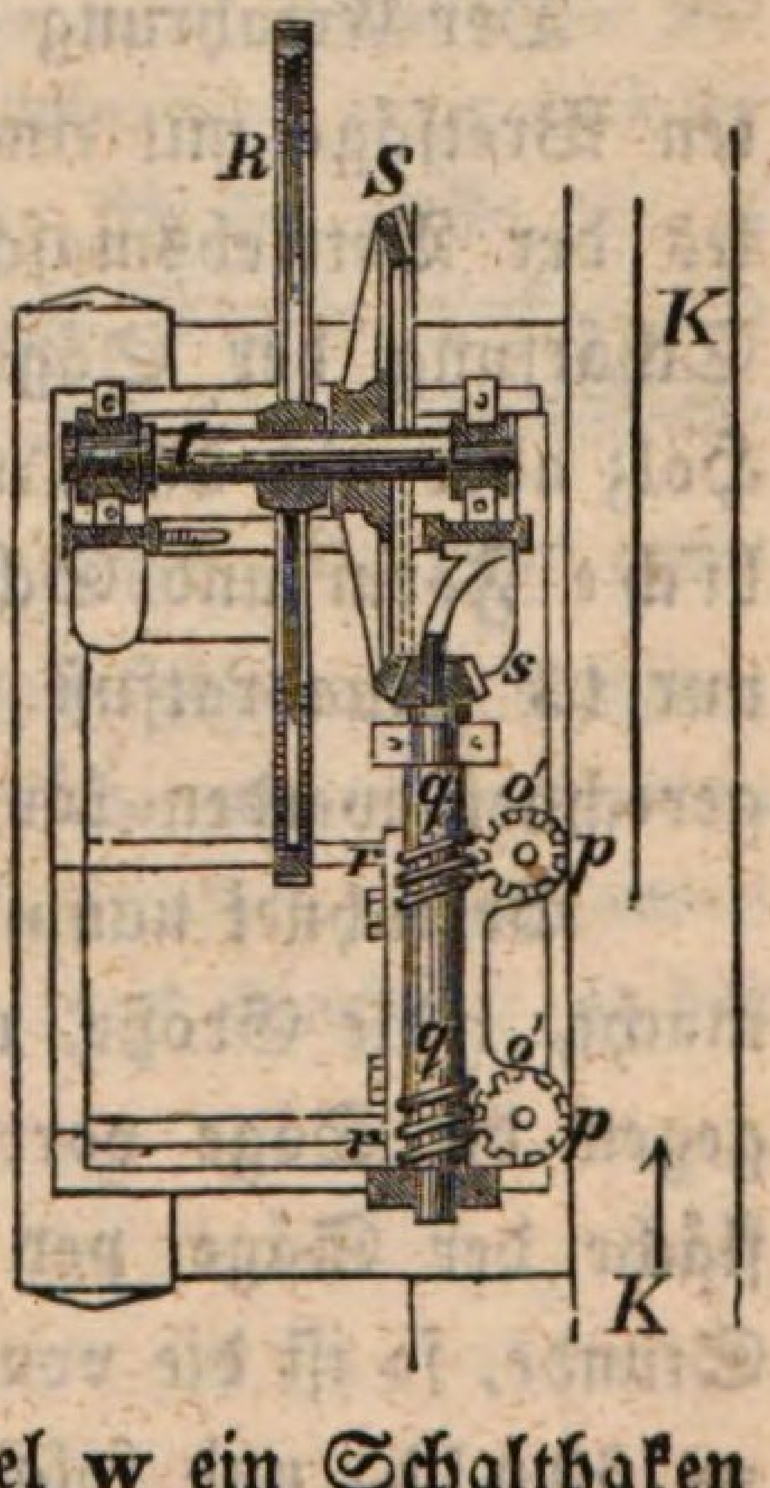
Fig. 199, 3.



der Sägemühle auf die Säge dient, die letztere aber eine loose Scheibe ist, auf welche der Treibriemen verschoben wird, wenn die Säge abgestellt werden soll.

Der zu zersägende Balken KK ruht bei dieser Maschine auf kleinen eisernen Rollen l und wird durch zwei Paar verticale einander gegenüberstehende und an seinen flach behauenen Seitenflächen anliegende Walzen in der richtigen Lage erhalten. Die auf einer Seite des Balkens befindlichen Walzen o, die sogenannten Druckwalzen, sind an ihrem Umfange glatt abgedreht, während die auf der entgegengesetzten Seite liegenden und zum Vorschieben des Balkens dienenden o′, welche man die Bewegungswalzen nennt, an ihrer Oberfläche geriffelt sind. Die beiden Druckwalzen werden durch einen Ständer L, welcher in einer normalen Richtung gegen die Seitenfläche des Balkens, an welcher diese anliegen, zwischen zwei Führungsleisten verschiebbar ist, in verticaler Lage gehalten. Sie sind um ihre Achsen drehbar, und lassen sich vermittelst eines gußeisernen hinlänglich großen Gewichtes M, welches an einer am Ständer L befestigten und über eine Rolle p′ gehenden Schnur angehängt ist, mit der erforderlichen Stärke gegen die entsprechende Seitenfläche des Balkens KK andrücken. Die Bewegungswalzen werden ebenfalls von einem Ständer L′, welcher zwischen zwei Führungsleisten verschiebbar ist, in verticaler Stellung gehalten, und können vermittelst der beiden aus den Schraubenrädern p (Fig. 199, 5) und den Schrauben r bestehenden Schrauben ohne Ende in rotirende Bewegung gebracht werden, zu welchem Behufe an dem einen Ende der Achse q q ein conisches Getriebe s angebracht ist, welches mit einem conischen an der Achse t befestigten Rade S im Eingriffe steht. An dieser Achse, welche in consolartigen an dem Ständer M′M′ angebrachten Trägern gelagert ist, befindet sich noch das Schaltrad R, vermittelst dessen dieselbe bei dem jedesmaligen Aufgange des Sägegatters eine kleine Winkelbewegung erhält, zu welchem Zwecke an dem Obertheile des Ständers M′ eine horizontalliegende Achse angebracht ist, welche mit den unter einen stumpfen Winkel gegen einander stehenden Hebelsarmen v und w aus einem Stücke besteht. Der Hebelarm v geht mit seinem Ende durch das Auge eines am obern Ende des Sägegatters befestigten Theiles w′, während an dem Hebel w ein Schalthaken x angeschraubt ist, welcher in die Zähne des durch einen Sperrhaken an dem Rückgehen gehinderten Schaltrades R eingreift. Daß nun in Folge dieser Anord-

Fig. 199, 5.



nung der Hebelarm v bei dem jedesmaligen Aufgange des Sägegatters gehoben, dadurch aber der Schalthaken x herabbewegt und das Schaltrad absetzend um eine gewisse Zahl von Zahntheilungen gedreht wird, ist leicht zu begreifen. Diese Drehbewegung wird aber durch die conischen Räder S und s der Achse qq, und vermittelst der Schrauben ohne Ende den Achsen der beiden geriffelten Walzen o′ mitgetheilt und dadurch bewirkt, daß der Balken KK seiner Längenrichtung nach gegen die Säge um eine gewisse Größe fortbewegt wird.

Vermittelst einer Kurbel α, welche an der Achse $\beta\beta$ angebracht ist, deren Mutter mit dem Ständer L′ in Verbindung steht, läßt sich dieser sammt den Bewegungswalzen o′ gegen die entsprechende Seitenfläche des zu zersägenden Balkens, oder von dieser ab bewegen. Eben so läßt sich der Ständer L vermittelst einer an demselben befestigten Zahnstange und eines zugehörigen Getriebes, welches durch die Kurbel γ in rotirende Bewegung versetzt wird, gegen den Balken oder von diesem abbewegen, während der Rückgang durch das Sperrad δ und den zugehörigen Sperrhaken verhindert wird. Daß aber dadurch die Dicke der aus dem Balken KK zu schneidenden Pfosten oder Breter beliebig fixirt werden kann, ist leicht zu begreifen.

§. 314. Bestimmung der Betriebskraft und der Nutzleistung einer Sägemühle. Die zum Betriebe einer Sägemühle erforderliche Kraft, so wie auch die Nutzleistung derselben richtet sich vorzugsweise nach der Größe des Widerstandes, welchen das Holz dem Zersägen entgegensetzt. Da jedoch dieser Widerstand von der Gattung und Beschaffenheit des zu zersägenden Holzes, von der Breite und Tiefe des Schnittes, von der Form der Sägezähne und ihrer Schärfung u. s. w. abhängt, so ist es einleuchtend, daß die Betriebskraft und Nutzleistung einer Sägemühle nur annäherungsweise angegeben werden können.

Der Erfahrung zu Folge beträgt die Schnittfläche bei einer gut construirten Bretsäge mit einem Sägeblatte für jede Pferdekraft des Nutzeffectes der Betriebsmaschine und per Stunde bei einer guten Form und Schärfung der Sägezähne für weiches Holz im Mittel 30, für hartes Holz aber nur 20 Quadratfuß, während, wenn die Sägezähne die gewöhnliche Form und Schärfung haben, für weiches Holz 20 und für hartes nur 15 Quadratfuß als Schnittfläche per Pferdekraft und Stunde gerechnet werden können.

Bezeichnet nun n die Anzahl der Schnitte, welche die Säge in einer Minute macht, l die Größe, um welche der zu zersägende Balken nach jedem Schnitte gegen die Säge vorrückt, h die Höhe dieses Balkens, und F die Schnittfläche der Säge per Pferdekraft des Nutzeffectes der Betriebsmaschine und Stunde, so ist die von einem Sägeblatte in einer Stunde erzeugte Schnittfläche $= 60\,\mathrm{nlh}$, und folglich der zum Betriebe einer solchen Sägemühle erforderliche Nutzeffect der Betriebsmaschine in Pferdekräften

$$N = \frac{60\,\mathrm{nlh}}{F} \ldots (1.$$

Anmerkung 1. Die Anzahl der Schnitte, welche die Säge bei den älteren Sägemühlen per Minute macht, varirt zwischen 80 bis 120, während diese bei den neueren Maschinen manchmal selbst bis auf 150 steigt. Die Größe der Vorrückung des Balkens bei den neueren Sägemühlen beträgt bei weichem Holze gewöhnlich 0·16 bis 0·24, und bei hartem 0·10 bis 0·16 Zoll. Die Hubhöhe des Sägegatters varirt für weiche und harte Holzarten zwischen 23 bis 38 Zoll, und das Gewicht desselben zwischen 700 bis 800 Pfund. Das Gewicht des zur Regulirung der Bewegung einer solchen Maschine erforderlichen Schwungrades ergibt sich aus der Gleichung 5 des §. 188, und das am Schwungrade anzubringende, zur Ausgleichung des Sägegattergewichtes nöthige Balanciergewicht aus der Gleichung

$$G = \frac{r}{\varrho}\left[Q - \frac{1}{2} \cdot \frac{60 \,.\, 430}{2} \cdot \frac{N}{r\,n}\right] \ldots (2,$$

wobei r den Kurbelhalbmesser, ϱ die Entfernung des Schwerpunktes des Balanciergewichtes von der Schwungradachse in Fußen, n die Anzahl der Schnitte per Minute, Q das Gewicht des Sägegatters und G das Balanciergewicht in Pfunden bezeichnet.

Anmerkung 2. Die Anwendung mehrerer Sägeblätter in einem einzigen Gatter ist mit großen Vortheilen verbunden, und zwar aus dem Grunde, weil einerseits eine Sägemühle mit mehreren Sägen, wenn auch die in der Stunde erzeugte Schnittfläche viel größer ist, als bei einer einzigen Säge, dennoch zum Auflegen und Verschieben des Balkens u. s. w. nicht mehr Handarbeiten erfordert, als letztere, sondern diese sogar im Verhältniße zur geschnittenen Holzmenge weniger Zeit in Anspruch nehmen, andererseits aber die an einer solchen Maschine mit mehreren Sägeblättern vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung nicht in demselben Verhältnisse zunehmen, als ihre Nutzleistung wächst.

§. 315. Beispiele. 1. Welche Kraft ist zum Betriebe einer Sägemühle mit einem einzigen vertical auf- und abgehenden Sägeblatte nothwendig, wenn dieselbe zum Schneiden harter Holzgattungen benützt werden soll? — Ist die Dicke der zu schneidenden Balken 1 Fuß und soll die Säge 140 Schnitte per Minute machen, so wird, wenn man die Vorrückung des Balkens zu 0·1 Zoll annimmt, die Schnittfläche in einer Stunde $60 \,.\, 140 \,.\, \frac{0{\cdot}1}{12} \,.\, 1 = 70$ Quadratfuß betragen. Da aber unter der Voraussetzung einer guten Form und Schärfung der Sägezähne die Leistung einer Säge per Pferdekraft des Nutzeffectes der Betriebsmaschine und Stunde dem vorhergehenden Paragraphe zu Folge im Mittel zu 20 Quadratfuß angenommen werden kann, so findet man die erforderliche Betriebskraft (der Gleichung 1 des §. 314 zu Folge)

$$N = \frac{70}{20} = 3{\cdot}5$$

Pferdekräfte.

2. Wie groß wird die tägliche Leistung einer zum Schneiden weicher Holzarten zu construirenden Sägemühle mit einem einzigen vertical auf- und niedergehenden Sägeblatte sein? — Nimmt man der Anmerkung 1 des vorhergehenden Paragraphes

zu Folge die Größe der Vorrückung des zu schneidenden Balkens gegen die Säge nach jedem Schnitte zu 0·2 Zoll, die Anzahl der Schnitte per Minute zu 120, und die mittlere Höhe der zu zersägenden Balken zu 18 Zoll an, so würde unter der Voraussetzung, daß die Säge continuirlich arbeitet, die Schnittfläche derselben per Stunde $60 . 120 . \frac{0·2}{12} . \frac{18}{12} = 180$ Quadratfuß, folglich die während einer durch 12 Stunden ununterbrochen fortdauernden Arbeit hervorgebrachte Schnittfläche $12 . 180 = 2160$ Quadratfuß betragen. Da aber der Erfahrung gemäß durch das Wegschaffen des geschnittenen Holzes, durch das Zurückschieben des Blockwagens bei Sägemühlen, bei welchen ein solcher vorhanden ist, durch das Auflegen eines neuen Balkens auf die Rollen der oben beschriebenen Sägemühle oder auf den Blockwagen, durch Verschieben und Richten desselben, durch das Richten der Säge, durch das Einschmieren der Maschine u. s. w. im Mittel der vierte Theil an täglicher Arbeitszeit (von 12 Stunden) verloren geht, so wird die effective tägliche Schnittfläche nur $\frac{3}{4} . 2160 = 1620$ Quadratfuß betragen.

G. Von den Hammerwerken.

§. 316. Erklärung. Zum Zusammenschweißen, Ausstrecken und Ausschmieden der Metalle überhaupt, insbesondere aber des Eisens, bedient man sich eines Werkzeuges, welches aus einem hölzernen Stiele und einer an einem Ende desselben befestigten eisernen Masse, dem Hammerkopfe bestehend, auf das zu bearbeitende Metall durch Stoß (Schlag) wirkt, und **Hammer** genannt wird.

Man unterscheidet hauptsächlich zwei Arten von Hämmern; die ersteren werden von den Händen der Arbeiter geführt, welche den Hammer am freien Stielende fassen und heißen aus diesem Grunde **Handhämmer**, die letzteren hingegen, deren Stiele um eine Achse drehbar sind, werden durch Wasser- oder Dampfkraft, also auf mechanische Weise in Bewegung gesetzt, und bilden so Arbeitsmaschinen, welche man mit Einschluß aller zu ihrer Bewegung erforderlichen Maschinentheile **Hammerwerke** nennt.

Anmerkung. In der neueren Zeit wendet man auch noch Hämmer an, welche aus einer gußeisernen Masse bestehen, die an der nach abwärts gerichteten Kolbenstange eines verticalen an einem gußeisernen Gestelle befestigten Dampfcylinders mit einfacher Wirkung angebracht, durch die Wirkung des Dampfes auf den Dampfkolben gehoben wird, hierauf aber durch ihr eigenes Gewicht auf das zu bearbeitende Metall herabfällt. Solche Hämmer werden **Dampfhämmer** genannt.

§. 317. Eintheilung der Hämmer der Hammerwerke. Die Hämmer der Hammerwerke werden in **Schwanz- Stirn-** und **Aufwerfhämmer** eingetheilt. Bildet der Hammerstiel einen doppelarmigen Hebel mit ungleich langen Armen, an dessen längerem Arme der Hammerkopf angebracht ist, während die Triebkraft auf den kürzeren Arm wirkt, indem sie denselben nieder-

drückt und auf diese Weise den Hammerkopf hebt, so nennt man einen solchen Hammer einen **Schwanzhammer**. Wenn aber der Hammerstiel einen einarmigen, um das freie Stielende drehbaren Hebel bildet, welcher von der Triebkraft an der Stirne des Hammerstieles, d. i. an dem vor dem Hammerkopfe hervorstehenden Stielende gefaßt und auf diese Weise gehoben wird, so heißt ein solcher Hammer ein **Stirnhammer**, während, wenn die Triebkraft auf den einarmigen Hammerstiel von der Seite in einem zwischen der Drehungsachse und dem Hammerkopfe liegenden Punkte zum Behufe der Hebung des Hammers einwirkt, derselbe ein **Aufwerfhammer** genannt wird.

Anmerkung. Die Schwanzhämmer sind gewöhnlich klein und dienen zur Bearbeitung solcher Stücke, deren Dimensionen sich denjenigen der durch große Handhämmer bearbeiteten nähern. Sie werden daher bei der Eisenfabrikation zur Erzeugung von flachem, quadratischem, runden oder gezainten Stabeisen von schwächeren Querschnittsdimensionen, so wie auch in Maschinen-Constructions-Werkstätten angewendet. Das Gewicht des Hammerkopfes dieser Hämmer varirt je nach der Stärke der zu bearbeitenden Stücke zwischen 80 bis 400 Pfund, und ihre Hubhöhe über der Bahn zwischen 0·5 bis 1·9 Fuß; dabei machen sie 100 bis 400 Schläge in der Minute, je nachdem die Hubhöhe derselben größer oder kleiner ist. Die zum Betriebe dieser Hämmer erforderliche Kraft beträgt 4 bis 8 Pferdekräfte.

Die Aufwerfhämmer werden zur Bearbeitung von Stücken mittlerer Größe angewendet. Man gebraucht sie vorzugsweise bei der Eisenfabrikation zum Zängen und Ausstrecken der Luppen, in welchem Falle der Hammerkopf derselben ohne Stiel 450 bis 900 Pfund wiegt, eine Hubhöhe von 1·26 bis 1·58 Fuß über der Amboßbahn hat und je nach der größeren oder geringeren Hubhöhe 100 bis 160 Schläge in der Minute macht. Diese Hämmer erfordern zu ihrem Betriebe 8 bis 12 Pferdekräfte.

Der Stirnhämmer bedient man sich gewöhnlich zur Bearbeitung sehr großer Stücke, insbesondere zum Zängen der Luppen beim Eisenpuddeln. Sie haben einschließlich des Stieles ein Gewicht von 3600 bis 10000 Pfund, eine Hubhöhe von 1·1 bis 1·6 Fuß und schlagen 80 bis 100 Mal in der Minute. Die zum Betriebe derselben erforderliche Kraft beträgt 12 bis 40 Pferdekräfte.

Die Schwanzhämmer haben vor den Aufwerf- und Stirnhämmern den Vorzug, daß sie eine größere Anzahl Schläge zulassen und überdieß noch einen größeren Raum um den Amboß frei lassen.

§. 318. Beschreibung eines Schwanzhammers. Fig. 200, 1 bis 3 zeigt einen **Schwanzhammer** in einer Längenansicht (Fig. 200, 1), einem Grundrisse (Fig. 200, 2) und einem Querdurchschnitte (Fig. 200, 3) desselben. **A** ist der schmiedeiserne Hammerkopf, dessen unterste Fläche die Hammerbahn genannt wird, **BC** aber der gewöhnlich aus Weiß- oder Rothbuchenholz angefertigte Hammerstiel, welchen man bei Hammerwerken den Hammerhelm oder auch Hammerholm nennt. Derselbe ist an der

in den beiden gußeisernen Ständern **DD** gelagerten Achse **a a** befestiget, bildet sonach einen d o p p e l a r m i g e n Hebel mit ungleich langen Hebelarmen **B** und **C**, dessen kürzerer Arm **C** der H a m m e r s c h w a n z genannt wird. **E** ist

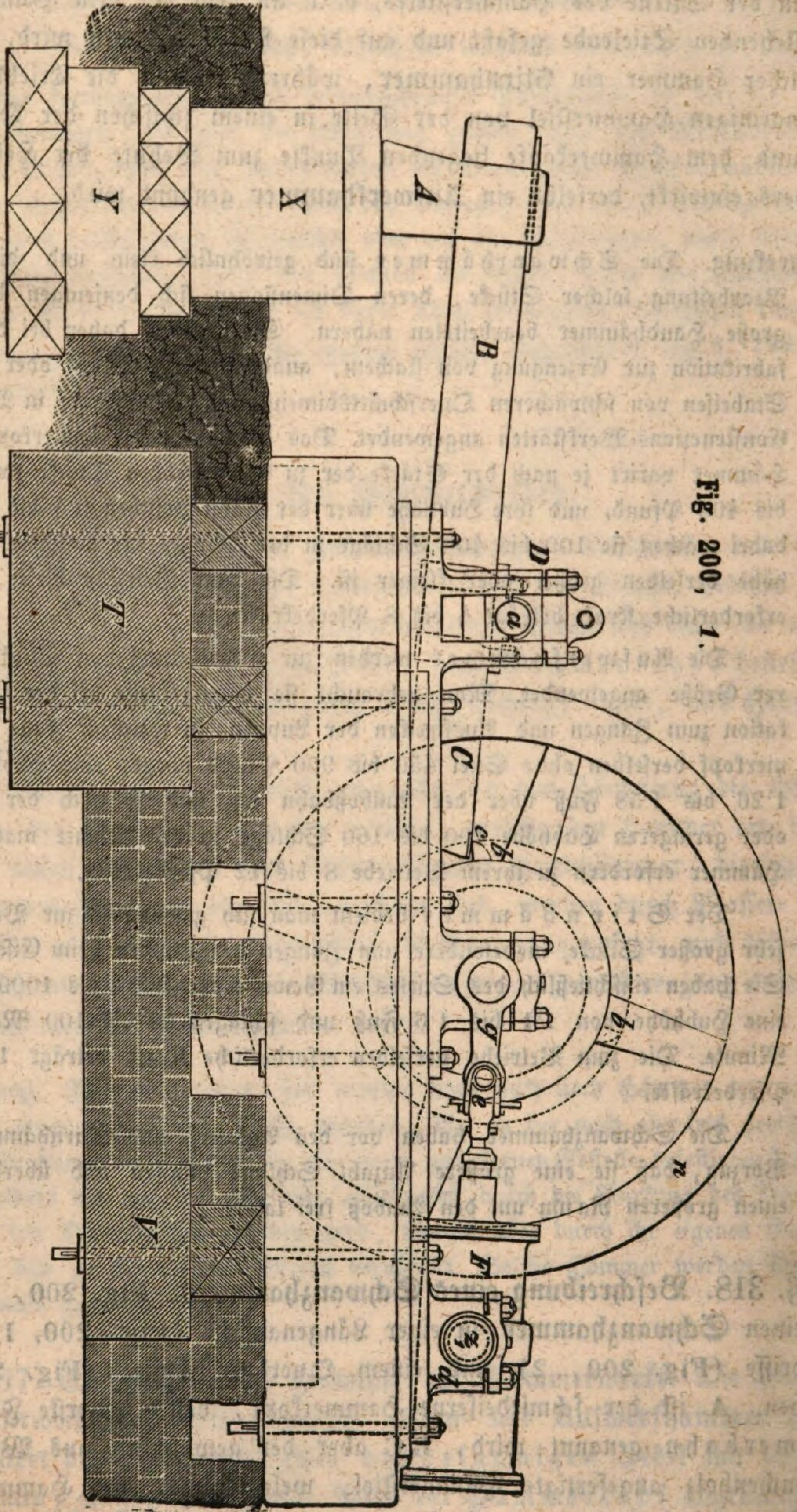
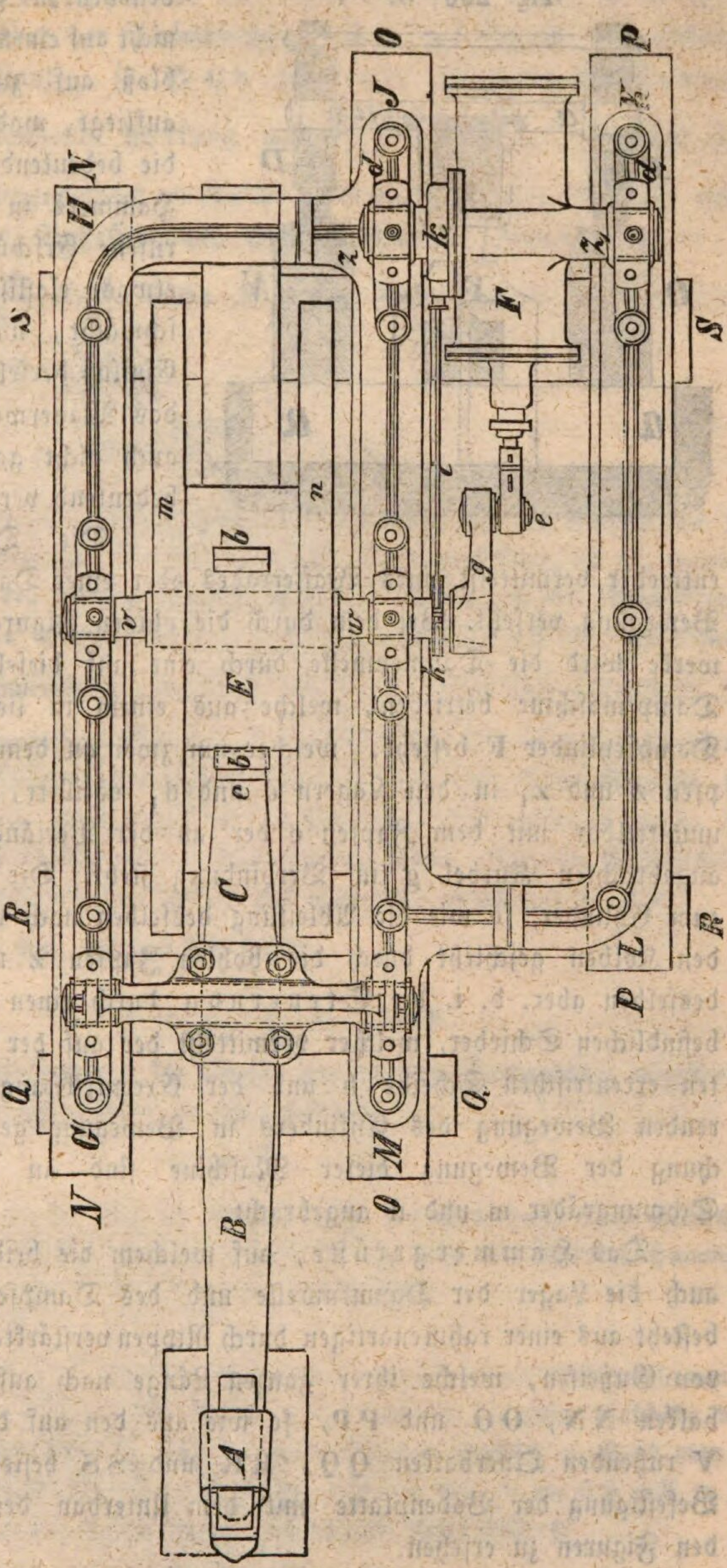


Fig. 200, 1.

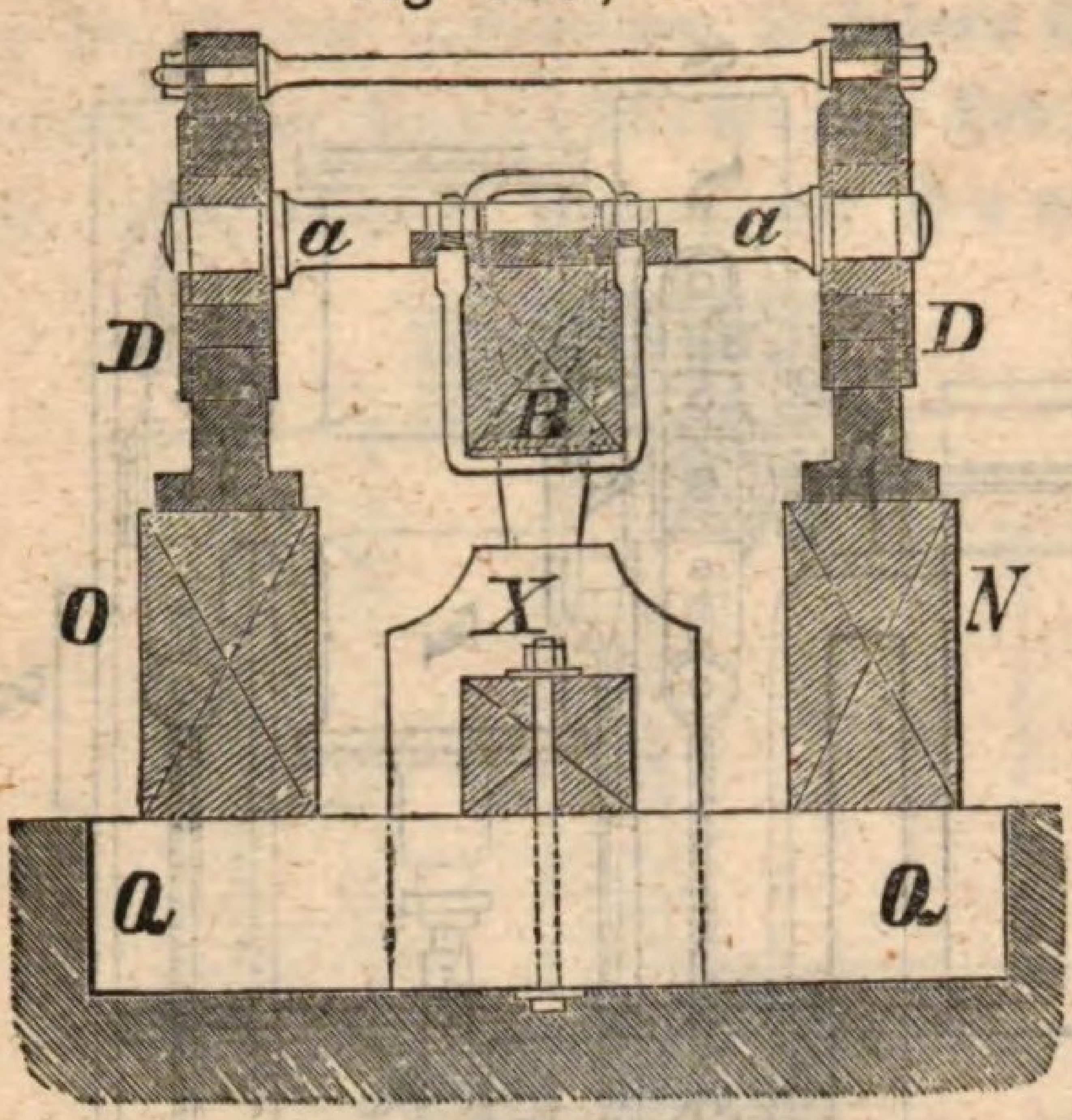
eine gußeiserne auf der bei v und w in Lagern liegenden Welle vw, der sogenannten Daumen- oder Hammerwelle befestigte Nabe, der Daumenring genannt, an dessen Umfange eine gewisse Zahl von an demselben angegossenen oder aber aus Schmiedeisen angefertigten und in den vorgerichteten Stiellöchern desselben vermittelst Keilen befestigten Hebedaumen, Hubdäumlingen oder Fröschen b angebracht ist, die während der Rotation der Daumenwelle der Reihe nach an den mit einem Streichbleche c versehenen Hammerschwanz wirken und durch das Niederdrücken desselben den an dem längeren Arme des Hammerhelmes befestigten Hammerkopf heben. Sie müssen nach einer Epicycloide geformt sein; ihre Länge ergibt sich aus der Hubhöhe, welche man dem Hammer geben will.

Fig. 200, 2.



X ist der aus Gußeisen hergestellte Amboß, auf dessen obersten etwas schmäleren Fläche, der sogenannten Amboßbahn, die zu schmiedenden Stücke zu liegen kommen. Derselbe ruht auf einem aus drei Balkenlagen

Fig. 200, 3.



bestehenden Fundamente **Y**, welches nicht auf einem Grundmauerke, sondern bloß auf zusammengestampfter Erde aufliegt, wodurch bewirkt wird, daß die bedeutende durch den Schlag des Hammers in dem Ambosse hervorgerufene Erschütterung in Folge dieses etwas elastischen Fundamentes geschwächt, und somit der nachtheilige Einfluß derselben auf die Maschine und das Mauerwerk des Gebäudes, wenn auch nicht ganz aufgehoben, so doch bedeutend vermindert wird.

Die Daumenwelle **vw** wird entweder vermittelst eines Wasserrades oder einer Dampfmaschine in drehende Bewegung versetzt. Bei dem durch die obigen Figuren dargestellten Hammerwerke wird die Daumenwelle durch eine auf dieselbe unmittelbar wirkende Dampfmaschine betrieben, welche aus einem in liegender Lage befindlichen Dampfcylinder **F** besteht, welcher um zwei an demselben angegossenen Zapfen **z** und z_1 in den Lagern **d** und d_1 oscillirt, und dessen Kolbenstange unmittelbar mit dem Zapfen **e** der an der Verlängerung der Daumenwelle angebrachten Kurbel **g** in Verbindung steht. Die Zuleitung des Dampfes zum Cylinder, so wie die Ableitung desselben nach vollbrachter Wirkung auf den Kolben geschieht durch die hohlen Zapfen **z** und z_1, die Vertheilung desselben aber, d. i. die Steuerung durch einen in der Dampfkammer **k** befindlichen Schieber, welcher vermittelst der auf der Daumenwelle angebrachten excentrischen Scheibe **h** und der Excentrikstange **i** in Folge der oscillirenden Bewegung des Cylinders in Bewegung gesetzt wird. Zur Ausgleichung der Bewegung dieser Maschine sind an der Daumenwelle zwei Schwungräder **m** und **n** angebracht.

Das Hammergerüste, auf welchem die beiden Ständer **D**, so wie auch die Lager der Daumenwelle und des Dampfcylinders angegossen sind, besteht aus einer rahmenartigen durch Rippen verstärkten Bodenplatte **GHJKLM** von Gußeisen, welche ihrer ganzen Länge nach auf einem aus den Längenbalken **NN**, **OO** und **PP**, so wie aus den auf den Quaderstücken **T** und **V** ruhenden Querbalken **QQ**, **RR** und **SS** bestehenden Roste ruht. Die Befestigung der Bodenplatte mit dem Unterbau des Hammerwerkes ist aus den Figuren zu ersehen.

§. 319. Bestimmung der zum Betriebe eines Hammerwerkes nöthigen Kraft. Der Erfahrung zu Folge kann man annehmen, daß der Nutzeffect der Betriebsmaschine eines Hammerwerkes zweimal so groß sein muß, als jener Effect, welcher der Erhebung des Hammergewichtes entspricht. Bezeichnet

daher Q das Gewicht des Hammers mit Einschluß des Stieles, h die Hubhöhe des Hammers über der Amboßbahn, und m die Anzahl der Schläge desselben in einer Minute, so ist Qh die einer Erhebung des Hammers auf die Höhe h entsprechende Wirkung und $\frac{Q h m}{60}$ der Effect, welcher der Erhebung des Hammergewichtes entspricht, demnach der zum Betriebe eines Hammers erforderliche Nutzeffect der Kraftmaschine in Fußpfunden = $= 2 . \frac{Q h m}{60} = \frac{Q h m}{30}$, oder, wenn N diesen Nutzeffect in Pferdekräften bezeichnet, wegen $N = \frac{Q h m}{430 . 30}$

$$N = \frac{Q h m}{12900} \ldots (1.$$

Anmerkung. Da man bei Hammerwerken die Erhebungszeit, die Fallzeit und die Ruhezeit des Hammers als gleich groß annehmen kann, so ist, wenn r den Halbmesser des Daumenring-Theilkreises, n die Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle in einer Minute, und m die Anzahl der in einer Minute erfolgenden Hammerschläge bezeichnet, $\frac{2 \pi r n}{m}$ der auf dem Theilkreise des Daumenringes gemessene Bogen, um welchen sich der in diesem Theilkreise liegende Punkt eines Hebedaumens während der von einem Angriffe des Hammers bis zum nächstfolgenden verfließenden Zeit bewegen muß. Ist nun s der Weg, welchen der an dem Hammerhelme befindliche Angriffspunkt des Daumens während der Hubzeit des Hammers zurücklegt, so muß $\frac{1}{3} . \frac{2 \pi r n}{m} = s$ sein, woraus sich sofort

$$r = \frac{3}{2 \pi} . \frac{m}{n} . s \ldots (2$$

ergibt. Bezeichnet ferner z die Anzahl der an dem Daumenringe angebrachten Daumen, so muß $z n = m$ sein, woraus

$$z = \frac{m}{n} \ldots (3$$

folgt. Das Gewicht des zur Ausgleichung der Bewegung eines Hammerwerkes dienenden Schwungrades ergibt sich je nach der Art des Hammers aus den Gleichungen 7, 8, 9 oder 10 des §. 188.

§. 320. Beispiele. 1. Welche Betriebskraft erfordert ein Schwanzhammer, dessen Hammerkopf sammt Helm 900 Pfund wiegt, und der bei einer Hubhöhe von 0·8 Fuß über der Amboßbahn 140 Schläge in der Minute macht? — Setzt man in der Gleichung 1 des vorhergehenden Paragraphes Q = 900, h = 0·8 und m = 140, so findet die für dieses Hammerwerk erforderliche Betriebskraft

$$N = \frac{900 . 0{\cdot}8 . 140}{12900} = 7{\cdot}8$$

Pferdekräfte.

2. Welche Kraft ist zum Betriebe eines Stirnhammers von 4000 Pfund an Gewicht (einschließlich des Hammerhelmes) nothwendig, wenn derselbe 80 Schläge bei einer Hubhöhe von 1·3 Fuß über der Amboßbahn machen soll? — Da in diesem

Falle Q = 4000, h = 1·3 und m = 80 zu setzen ist, so ergeben sich aus der Gleichung 1 des vorhergehenden Paragraphes als erforderliche Betriebskraft

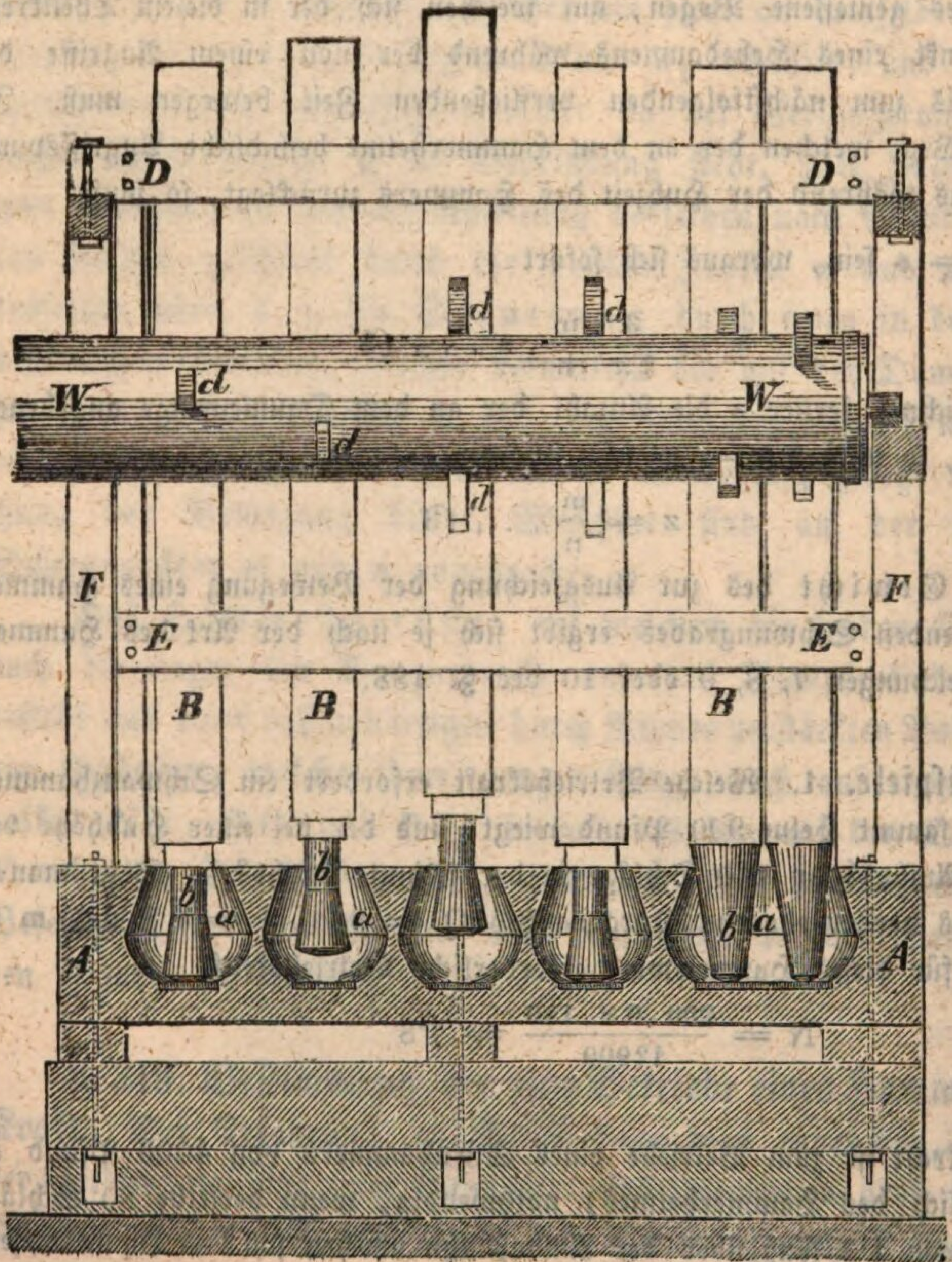
$$N = \frac{4000 \cdot 1{\cdot}3 \cdot 80}{12900} = 32{\cdot}2$$

Pferdekräfte.

H. Von den Stampfwerken.

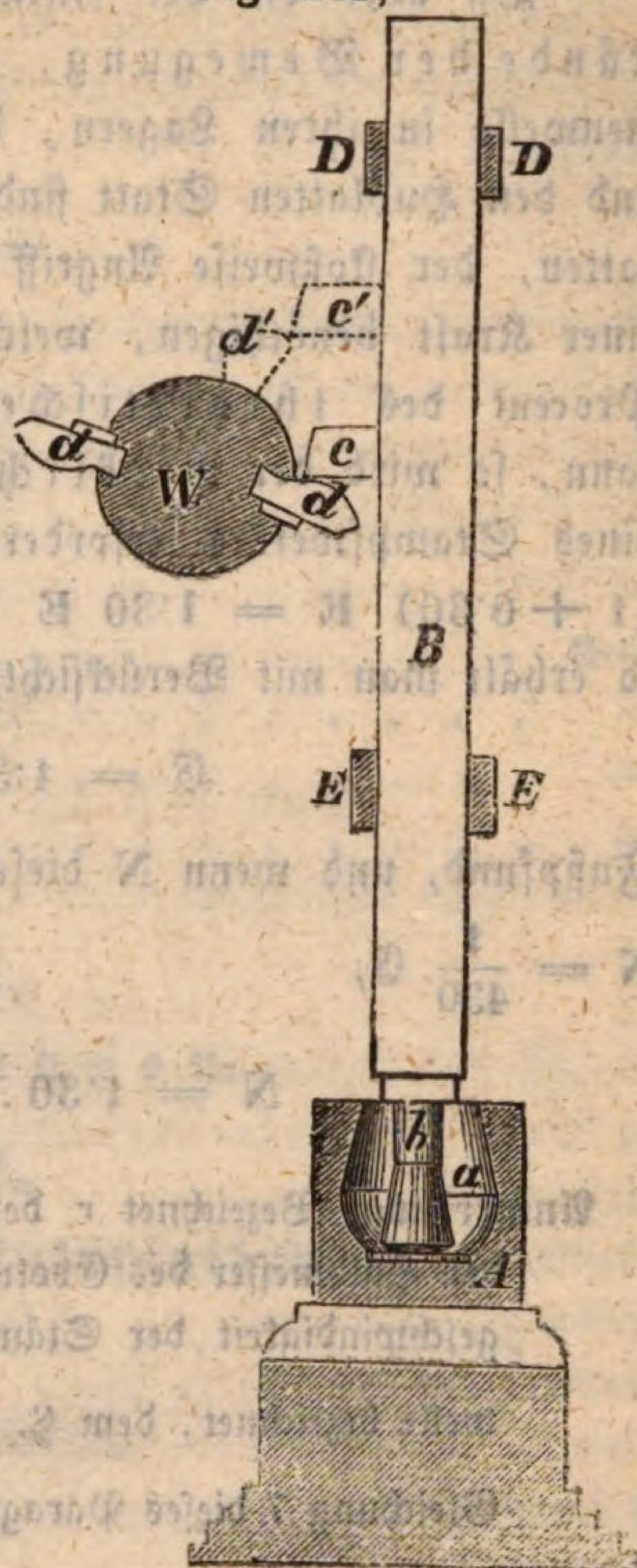
§. 321. **Erklärung.** Zum Zerkleinern harter Körper, wie z. B. des Schwefels und der Kohle bei der Schießpulverfabrikation, der Erze beim Hochofenbetriebe u. s. w., so wie auch zum Zerquetschen weicherer Körper, wie z. B. des Oelsamens bei älteren Oelmühlen u. s. w. bedient man sich oft einer mechanischen Vorrichtung, welche aus einem zur Aufnahme des zu zerkleinernden oder zu zerquetschenden Materiales bestimmten Stampftroge (§. 166, Fig. 130) oder aus einem eichenen seiner Länge nach mit mehreren eingearbeiteten Löchern, Gruben genannt, versehenen Baumstamme, dem sogenannten Grubenstocke, so wie aus einem oder mehreren, am unteren Ende mit eisernen Schuhen versehenen, und durch vier liegende Latten, die Scheidelatten geführten Stämpfern besteht, die vermittelst der an einer Daumenwelle angebrachten Daumen auf eine gewisse Höhe gehoben, hierauf aber der Einwirkung der Schwerkraft überlassen werden, so daß sie bei dem Herabfallen die beabsichtigte Wirkung hervorbringen. Eine solche mechanische Vorrichtung nennt man ein Stampf- oder Pochwerk.

Fig. 201, 1.



§. 322. Beschreibung eines Stampfwerkes. Fig. 201, 1 und 2 stellt ein **Stampfwerk** vor. **A A** ist der mit mehreren Gruben a versehene Grubenstock. **B, B**... sind die mit den Schuhen b beschlagenen Stämpfer, c ihre Hublatten, **DD** und **EE** die zwei Paar Scheidelatten, welche an dem Gerüste **FF** befestiget sind. **WW** ist die Daumenwelle und dd... sind die an der Umfangsfläche derselben befindlichen Hebedaumen, welche nach einer Kreisevolvente geformt sind. Sie müssen auf der Welle derart vertheilt sein, daß nicht alle Stämpfer auf einmal gehoben werden, weil sonst eine sehr ungleiche Bewegung der Welle Statt finden würde. c′ und d′ zeigen die Lage einer Hublatte und eines Daumens am Ende des Hubes eines Stämpfers.

Fig. 201, 2.



Anmerkung. Das Gewicht der Stämpfer eines Stampfwerkes und ihre Hubhöhe ist je nach der Beschaffenheit der zu zerstoßenden Substanzen verschieden. So z. B. haben in Pulvermühlen die Stämpfer ein Gewicht von 70 bis 80 Pfund und eine Hubhöhe von 1·2 bis 1·3 Fuß, wobei sie ungefähr 56 Schläge in der Minute machen; bei Erz-Pochwerken ein Gewicht von 200 bis 250 Pfund, eine Hubhöhe von 1 bis 1·5 Fuß, und schlagen 40 bis 50 Mal in der Minute u. s. w.

§. 323. Bestimmung der Betriebskraft. Bezeichnet Q das Gewicht eines Stämpfers, h den Hub desselben und z die Anzahl der Daumen für einen Stämpfer, so ist Qh die Wirkung, welche durch das Heben eines Stämpfers auf die Höhe h, und zQh diejenige, welche durch das Heben dieses Stämpfers während einer jeden Umdrehung der Daumenwelle consumirt wird. Enthält nun das Stampfwerk m Stämpfer und bezeichnet n die Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle in einer Minute, so gibt das Product mzQh die zum Betriebe von m Stämpfern während einer Umdrehung der Welle und nmzQh die in einer Minute erforderliche Wirkung. Der zum Betriebe eines Stampfwerkes ohne Berücksichtigung der Nebenwiderstände der Bewegung nöthige Effect ist demnach

$$E = \tfrac{1}{60}\, n m z Q h \ldots (1$$

Fußpfund.

Da aber die bei einem Stampfwerke vorkommenden Nebenwiderstände der Bewegung, als z. B. die Reibung der Zapfen der Daumenwelle in ihren Lagern, die Reibung, welche zwischen den Hebedaumen und den Hublatten Statt findet, die Reibung der Stämpfer an den Scheidelatten, der stoßweise Angriff der Daumen u. s. w. zu ihrer Ueberwindung einer Kraft benöthigen, welche der Erfahrung zu Folge im Mittel zu 30 Procent des theoretischen Betriebseffectes angenommen werden kann, so wird der wirkliche Betriebseffect, d. i. der zum Betriebe eines Stampfwerkes erforderliche Nutzeffect der Kraftmaschine durch $(1 + 0\cdot30)\ E = 1\cdot30\ E$ Fpf gemessen. Bezeichnet man diesen mit $\mathfrak{E}$, so erhält man mit Berücksichtigung der Relation 1

$$\mathfrak{E} = 1\cdot30 \,.\, \frac{1}{60} \,.\, n\,m\,z\,Q\,h \quad . \; . \; . \; (2$$

Fußpfund, und wenn N diesen Nutzeffect in Pferdekräften bezeichnet, wegen $N = \frac{1}{430}\ \mathfrak{E}$,

$$N = 1\cdot30 \,.\, \frac{1}{430 \,.\, 60} \,.\, n\,m\,z\,Q\,h \quad . \; . \; . \; (3.$$

Anmerkung. Bezeichnet r den Halbmesser des Theilrisses des Daumenringes, d. i. den Halbmesser des Evolutenkreises der Daumencurve, so ist, wenn v die Hubgeschwindigkeit der Stämpfer und w die Winkelgeschwindigkeit der Daumenwelle bezeichnet, dem §. 167 zu Folge $r = \frac{v}{w}$, und mit Berücksichtigung der Gleichung 7 dieses Paragraphes,

$$r = \frac{30\,z\,h}{\pi\left(54 - n\,z\sqrt{\frac{2\,h}{g}}\right)} \quad . \; . \; . \; (4.$$

§. 324. **Beispiel.** Welche Betriebskraft ist für ein Stampfwerk mit 32 Stämpfern von je 140 Pfund an Gewicht nothwendig, wenn die Hubhöhe derselben 11 Zoll und die Anzahl der Hübe eines jeden Stämpfers in einer Minute = 50 ist? — Setzt man in der Gleichung 3 des vorhergehenden Paragraphes $Q = 140$, $h = 11$ Zoll $=$ $= 0\cdot917$ Fuß, $m = 32$ und $n\,z = 50$, so findet man die für dieses Stampfwerk nöthige Betriebskraft

$$N = 1\cdot30 \,.\, \frac{1}{430 \,.\, 60} \,.\, 50 \,.\, 32 \,.\, 140 \,.\, 0\cdot917 = 10\cdot35$$

Pferdekräfte.

Inhalt.

Zweites Kapitel.

Von den Widerständen der Bewegung.

Drittes Kapitel.

Von den Wirkungen und Effecten der Kräfte.

Zweiter Abschnitt.

Die Maschinenlehre.

Erstes Kapitel.

Von den Motoren.

Zweites Kapitel.

Von den Maschinen im Allgemeinen.

Drittes Kapitel.

Von den Bewegungsmechanismen.

A. Mechanismen zur Verwandlung der continuirlichen Bewegung in eine continuirliche.

1. Mechanismen zur Verwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine ähnliche.

2. Mechanismen zur Verwandlung der continuirlich kreisförmigen Bewegung in eine geradlinige und umgekehrt.

Viertes Kapitel.

Von den Vorrichtungen zum Moderiren, Egalisiren und zum Reguliren der rotirenden Bewegung

Fünftes Kapitel.

Von den Betriebs- oder Kraftmaschinen.

A. Von den zur Aufnahme der menschlichen und thierischen Kräfte angewendeten Maschinen.

Seite

B. Von den hydraulischen Kraftmaschinen.

1. Von den Wasserrädern.

2. Von den Turbinen.

3. Von den Wassersäulenmaschinen.

C. Von den Dampfmaschinen.

Berichtigungen.

Seite	Zeile	statt	soll es stehen
23	5 v. U.	a) Rückwirkende Festigkeit gegen das Zerbrechen.	a) Rückwirkende Festigkeit gegen das Zerdrücken.
44	6 v. O.	$= \cos\beta \cos\varphi + \sin\beta \sin\varphi = = \cos(\beta - \varphi)$	$= \frac{\cos\beta \,.\, \cos\varphi + \sin\beta \,.\, \sin\varphi}{\cos\varphi} = = \frac{\cos(\beta - \varphi)}{\cos\varphi}$
49	27 v. O.	statt: $P = 2000 \,.\, 2{\cdot}71828^{-(2 \,.\, 0{\cdot}52 \,.\, 2 \,.\, 3{\cdot}1416)}$ und	soll es stehen: $P = 2000 \,.\, 2{\cdot}71828^{-(2 \,.\, 0{\cdot}52 \,.\, 2 \,.\, 3{\cdot}1416)}$
58	1 v. O.	$= f''. \frac{2(Q + Q_1 + Q_2}{n D}$	$= f''. \frac{2(Q + Q_1 + Q_2)}{n D}$
—	3 —	$= f''. \frac{2(Q + Q_1 + Q_2}{n D} + \ldots$	$= f''. \frac{2(Q + Q_1 + Q_2)}{n D} + \ldots$
69	5 v. U.	$= \frac{5858{\cdot}88}{3600} = 16.3$	$= \frac{5858{\cdot}88 \,.\, 10}{3600} = 16{\cdot}3$
80	3 v. U.	oder $\frac{5334}{430} = 124$ Pfd	oder $\frac{53334}{430} = 124$ Pfd
84	14 v. O.	= 128·6 Secunden	= 64·3 Secunden.
—	18 v. U.	3000 S = 430 . 140 . 128·6	3000 S = 430 . 140 . 64·3
—	17 —	= 2580·57 Fuß = 430·095 Klafter	= 1290·28 Fuß = 215·04 Klafter
85	23 v. O.	g_1,	p_1,
—	24 —	g_2, g_3, . . .	p_2, p_3, . . .
92	17 v. O.	zusammengedrückte Feder	aufgewundene Stahlfeder.
93	3 v. U.	$K\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) v z$	$k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) v z$
94	5 der Tabelle 1 v. O. 2. Verticalcolumne	50	500
141	7 v. O.	$T = \frac{e^{\frac{fs}{r}} + 1}{e^{\frac{fs}{r}} - 1} P \ldots (5,$	$T = \frac{1}{2} \,.\, \frac{e^{\frac{fs}{r}} + 1}{e^{\frac{fs}{r}} - 1} P \ldots (5,$
154	15 v. U.	einen Rumpf	einen Kumpf
174	1 v. U.	wegen $\frac{n_R + n_r}{n_r} =$	wegen $\frac{n_R + n_r}{n_R} =$

Seite	Zeile	statt	soll es stehen
175	15 v. U.	Linie A O	Linie A o
196	6 v. O.	$Q v_3 = \frac{\pi}{30} n_1 \frac{r r_1 r_2}{R_1 R_1} Q$,	$Q v_3 = \frac{\pi}{30} n_1 \frac{r r_1 r_2}{R_1 R_2} Q$,
208	16 v. U.	den Coefficienten der Zahnreibung	den Coefficienten der Zapfenreibung
215	— v. O.	durch eine kalibrite Leitstange	durch eine kalibrirte Leitstange
232	16 v. O.	statt: $v = \frac{h}{\frac{54}{n z} - \sqrt{\frac{2 h}{g}}} = \frac{n z h}{54 - n z \sqrt{\frac{2 h}{g}}}$, oder wegen 1, auch	soll es stehen: $v = \frac{h}{\frac{54}{n z} - \sqrt{\frac{2 h}{g}}}$, oder, wegen Relation 1, auch
266	7 v. O.	statt: $G = \frac{g}{\frac{\pi^2}{900}(1 + k^2) n^2 l \cos\alpha - g} \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot q \ldots (1$	soll es stehen: $G = \frac{1}{2} \cdot \frac{g}{\frac{\pi^2}{900}(1 + k)^2 n^2 l \cos\alpha - g} \cdot \frac{l_1}{l} \cdot q \ldots (1$
272	13 v. U.	statt: $= \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2 P Q \cos \frac{1}{2} \alpha]}$,	soll es stehen: $= \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2 P Q \cos \alpha]}$,
—	11 —	statt: $= f' . \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2 P Q \cos \frac{1}{2} \alpha]}$,	soll es stehen: $= f' . \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2 P Q \cos \alpha]}$,
—	6 —	statt: $+ \frac{1}{2} f' d \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2 P Q \cos \frac{1}{2} \alpha]} +$	soll es stehen: $+ \frac{1}{2} f' d \sqrt{[P^2 + Q^2 + 2 P Q \cos \alpha]} +$
286	18 v. U.	$\frac{2}{3} f (G + G') \cos\alpha$	$\frac{2}{3} f (m G + G') \cos\alpha$
—	17 —	$f' [(G + G') \sin\alpha - Q]$	$f' [(m G + G') \sin\alpha - Q]$
—	9 —	$m = \frac{Q (r - \frac{1}{2} f' d) + G d (\ldots.)}{\ldots\ldots\ldots}$	$m = \frac{Q (r - \frac{1}{2} f' d) + G' d (\ldots)}{\ldots\ldots\ldots}$
315	8 v. U.	und $t = \frac{\quad}{\left(\frac{b}{t}\right)} \ldots (9$	und $t = \frac{b}{\left(\frac{b}{t}\right)} \ldots (9$
368	18 v. O.	im Mittel = 500 Pfund	im Mittel = 230 Pfund
424	6 v. O.	wobei Q	wobei $\mathfrak{Q}$

Gedruckt bei A. Pichler's Witwe & Sohn

Marin, G. A.

Elemente der Maschinenlehre, zunächst für Ober-Real- und höhere Gewerbe-Schulen, so wie zum Selbst-Unterrichte

Brünn 1856